



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.984

### ПРОБЛЕМЫ КАЧЕСТВА В АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ. МИРОВОЙ И РОССИЙСКИЙ ОПЫТ

А.И. АСТАПЕНКОВ

ООО "Синелаб Логистика" (789-37-24)

*Автор статьи рассматривает и анализирует советский и мировой опыт в области менеджмента качества в автомобилестроительной отрасли, предлагает пути решения проблемы качества выпускаемой продукции в Российской Федерации и анализирует уже применяемые западные технологии и стандарты.*

**Ключевые слова:** стандарты, менеджмент качества, СМК, российское автомобилестроение, повышение качества, актуальные проблемы.

**Astapenkov A.I.**  
**PROBLEM-SOLVING IN THE QUALITY IN AUTOMOTIVE INDUSTRY:  
WORLDWIDE AND RUSSIAN EXPERIENCE**

*Author of the article reviews and analyzes Soviet and Worldwide experience in the field of quality management in automotive industry economic sector, offers ways to solve problems in the output quality in the Russian Federation and analyzes already applied European and American technologies.*

**Keywords:** ISO standards, quality management systems, Russian automotive industry, actual problems.

Долгое время основной проблемой выпускаемой в нашей стране автомобильной техники было и, к сожалению, остается до сих пор низкое качество ее сборки. Более того, в 1990-е годы эта проблема даже обострилась: кризис вынудил производителей, экономя на всем, ликвидировать заводские службы контроля качества, пользоваться услугами далеко не всегда добросовестных поставщиков, изделия которых, зачастую, не соответствовали элементарным промышленным нормам, но которые были согласны принимать в качестве оплаты комплектующих готовую продукцию автозаводов.

Сказывается на качестве автомобильной техники и тот факт, что у нас не решена проблема сильной из-

ношенности оборудования и станочного парка, что заставляет производителей комплектующих увеличивать допуски на изготовление поставляемых на головные предприятия деталей. Как и невозможность привлечь к работе иностранных поставщиков комплектующих в силу дороговизны выпускаемой ими продукции.

Результат хорошо всем известен: выходящая за стены многих автозаводов продукция нуждается в серьезной доводке силами дилерских центров, а во многих случаях и самих потребителей.

Для более полного понимания ситуации, которая сложилась с качеством выпускаемой продукции на современном российском автомобильном рынке, необходимо обратиться к опыту прошлых лет.

Чтобы там не говорили, но факт остается фактом: в СССР системному управлению качеством уделялось большое внимание, и первым шагом в этом направлении была система бездефектного изготовления продукции (БИП), разработанная в 1950-х годах на машиностроительных предприятиях Саратовской области. Система, которая основывалась на количественной оценке результатов труда, т.е. процентной сдачи продукции с первого предъявления контроллеру ОТК. Иначе говоря, отношением числа партий, принятых с первого предъявления, к общему их числу.

Такой подход позволял непрерывно контролировать изменение этого показателя и предпринимать оперативные меры при тенденции к его уменьшению, т.е. управлять качеством труда отдельного исполнителя, бригады, участка, цеха. И, что очень важно, объективно устанавливать работникам размер премии.

Несколько позднее система БИП переросла в систему бездефектного труда (СБТ), учитывавшую не только процент сдачи продукции с первого предъявления, но и культуру и ритмичность производства. И не случайно идеи этих систем были в 1963 г. реализованы в США в системе ZD ("нуль дефектов") и работают до сих пор.

Развивались они и у нас. Например, на предприятиях Горьковской области была внедрена система КАНАРСПИ ("качество, надежность, ресурс с первых изделий"); на ЯМЗ — система НОРМ ("научная организация работ по увеличению моторесурса").

Наконец, в конце 1970-х годов на предприятиях Львовской области появилась комплексная система управления качеством продукции (КС УКП), которая представляла собой совокупность мероприятий, методов и средств, устанавливающих, обеспечивающих и поддерживающих необходимый уровень качества продукции при ее разработке, подготовке производства, изготовлении, обращении и эксплуатации. Благодаря ей улучшалось не только качество продукции, но и экономические показатели предприятий. Потому что она повышала производительность труда и отдачу основных фондов; в 2–3 раза увеличивала выпуск продукции высшей категории качества; снижала потери от брака и материалоемкость продукции и ускоряла ее реализацию; сокращала число рекламаций и претензий потребителя, а также потери от брака.

Львовская система широко внедрялась в промышленность. При этом лучшей продукции присваивался Знак качества, и, к примеру, в 1978 г. его получили 38 696 изделий.

В начале 1980-х годов предпринимались новые шаги: разрабатывались и внедрялись отраслевые системы управления качеством продукции (ОС УКП), планировалось создание Единой системы государственного управления качеством продукции (ЕСГ УКП); были разработаны комплексная система повышения эффективности производства (КС ПЭП) и система управления предприятием и объединением (ГОСТ 24525).

Как видим, делалось действительно многое. Однако коренного повышения качества выпускаемой продукции не происходило. В том числе в автомобилестроении, где это особенно заметно для потребителей. И тому были причины.

Первая из них — "директивность" разрабатываемых мер. Руководство предприятий зачастую не понимало важность вводимых КС УКП, поэтому к работе по данному направлению привлекались неподготовленные, не имеющие достаточного опыта люди. Чтобы, так сказать, отчитаться о выполнении требований ГОСТ.

Вторая причина — личная незаинтересованность работников в повышении качества труда. Внедряемые системы качества не затрагивали такой аспект, как финансовая мотивация сотрудника, повышающего качество своей работы. И он зачастую не видел смысла в его повышении. Так как прилагаемые усилия на его личном материальном состоянии практически никак не отражались. Не было и коллективной вовлеченности в данный процесс.

Третья — преобладание количественных показателей над качественными. Традиционно акцент делался больше на объемах выпуска, нежели на качестве. Что, в общем-то, понятно: необходимость обеспечить огромную страну товарами народного потребления (в частности, автомобилями) отодвигала на второй план та-

кие аспекты, как современность и актуальность конструкции, качество ее сборки, экономичность и т. д.

Тем не менее "процесс шел": качество всех видов продукции постепенно улучшалось. Однако вместе с развалом Советского Союза эти системы были заброшены. В итоге качество современных отечественного изготовления комплектующих для тех же автомобилей оказывается ниже качества производимых десятилетия назад. И только в последнее время стали все чаще говорить о стандартах качества в автомобилестроении и о системе менеджмента качества (СМК), т. е. о системе мероприятий и процессов на предприятии, конечная цель которых — именно повышение качества выпускаемой продукции. Более того, у многих руководителей отрасли уже появилось убеждение, что современное предприятие не может обойтись без собственной СМК, потому что качество — важнейший показатель, во многом формирующий имидж предприятия и ожидания потребителя его продукции (автомобиля определенной марки). А это конкурентоспособность и средство достижения конечной цели всякого производства — получение максимальной прибыли.

Основные принципы, элементы и понятия СМК заложены в международных стандартах серии ИСО 9000. Их четыре: ИСО 9000:2005 ("Системы менеджмента качества. Фундаментальные принципы и словарь"), ИСО 9001:2008 ("Системы менеджмента качества. Требования"), ИСО 9004:2000 ("Системы менеджмента качества. Руководящие указания по улучшению характеристик деятельности") и ИСО 19011:2002 ("Рекомендации по аудиту систем менеджмента качества и охраны окружающей среды"). В нашей стране действует абсолютно идентичная им серия ГОСТ Р ИСО 9000, состоящая из четырех стандартов: ГОСТ Р ИСО 9000—2008 ("Система менеджмента качества. Основные положения и словарь"), ГОСТ Р ИСО 9001—2008 ("Система менеджмента качества. Требования") и ГОСТ Р ИСО 9004—2008 ("Система менеджмента качества. Рекомендации по улучшению деятельности"). Они представляют собой своеобразный международный минимум, которому должны соответствовать предприятия.

Но на практике часто применяются гораздо более жесткие нормы, в том числе и в виде специализированных отраслевых стандартов. Пример — международный отраслевой стандарт ИСО/ТС 16949:2009, разработанный международной рабочей автомобильной группой и японской ассоциацией автомобилестроителей при поддержке ИСО. Он регламентирует требования к системам менеджмента качества предприятий, занимающихся проектированием, производством, наладкой и обслуживанием продукции, предназначенной для автомобилестроительной промышленности. Кроме того, он и техническая спецификация, которая применяется при производстве автомобильной продукции или на станциях технического ее обслуживания. Этот стандарт базируется на стандарте ИСО 9001:2005, но значительно превосходит его по жесткости требований. И для поставщиков представляет собой альтернативу национальным стандартам.

Существует и российский аналог международного отраслевого стандарта. Это ГОСТ Р 51814.7—2005 "Системы менеджмента качества в автомобилестроении". Его текст полностью аутентичен тексту международных технических условий ИСО/ТУ 16949:2002 "Системы менеджмента качества. Особые требования по применению ИСО 9001:2000 в автомобильной промышленности и организациях, производящих соответствующие запасные части".

Оба стандарта, международный и российский, действительно предъявляют гораздо более широкие и развернутые требования к производителям автомобильных комплектующих, чем стандарты серии ИСО. В частности, в них расширен состав обязательных записей, документированных процедур и прочих документов; введены обязательности анализа процессов СМК, подготовки плана действий на случай возникновения форс-мажорных ситуаций на производстве, инструктажа персонала перед выполнением новой или измененной работы, связанный с качеством; оценки степени осведомленности персонала о проводимой работе в сфере повышения качества, поощрения работников, осуществляющих наибольший вклад в повышение эффективности СМК, развития СМК поставщика, анализа измерительных систем, организации доступного канала предоставления информации потребителю в определенной им форме и на определенном им языке, мониторинга производственных процессов и т. п.

Однако следует подчеркнуть, что пользоваться стандартами нужно очень вдумчиво. Например, если головное предприятие потребует от поставщика немедленно довести производство до соответствия стандартам, можно получить прямо противоположный эффект: руководство поставщика, не видя реальных перспектив удовлетворения своего производства требованиям стандарта, не понимая до конца его сущности, начнет действовать непоследовательно, "для галочки". И, наоборот, если поставщик комплектующих поймет, что реализация данных стандартов способствует выходу его продукции на мировой рынок, он станет ярым его сторонником. И примеров тому — великое множество.

Вот только один из них.

ОАО "Автодизель", входящее в холдинг "Группа ГАЗ", еще в 2003 г. получило "Сертификат соответствия системы менеджмента качества стандартам ИСО 9001—2000" в системах сертификации российского регистра, сертификации ГОСТ Р и международной ассоциации по качеству, а в 2007 г. подтвердило его. В настоящее время здесь ведутся работы по совершенствованию СМК, связанные с введением в действие версии ИСО 9001—2008, а также поэтапному внедрению требований ИСО/ТУ 16949:2002 "Системы менеджмента качества в автомобилестроении. Особые требования по применению ИСО 9001 в автомобильной промышленности и организациях, производящих соответствующие запасные части" [1].

Выход очевиден: руководство "Автодизель" понимает важность совершенствования СМК.

Довольно широко используется в автомобилестроении и международный потребительский стандарт QS-9000 ("Требования к системе качества"), в основу которого легли программы улучшения качества в таких корпорациях, как "Крайслер", "Форд" и "Дженерал Моторс", а также версии стандартов ИСО 9001 1994 г., которые содержат и дополнительные требования. Эти дополнения считаются "автомобильной" интерпретацией стандартов ИСО.

Стандарты QS-9000 применяются к материалам, продукции, услуг, термической обработке, покраске, травлению и другим конечным услугам. В число их требований входят составление полной документации для всей технологической цепочки; обеспечение соответствия хода процесса требованиям этой документации и возможности поэтапной проверки такого соответствия; использование любых возможностей улучшения технологии; свободный доступ потребителей и поставщиков к результатам различных измерений; выявление тенденций "цены ненадлежащего качества" ("затраты, связанные с производством материалов, не отвечающих установленным требованиям") с обязательным документированием и информированием потребителя о проделанной работе [2].

Не меньшее распространение в мире получил также основанный на измерениях немецкий стандарт ВДА 6.1, появившийся в 1991 г.: он очень удобен в применении и позволяет точно оценить качество системы управления.

Рассматривая мировой опыт совершенствования систем качества применительно к российскому, нельзя не сказать и о японской системе "Всеобщее управление качеством", которая получила широкое распространение не только в Японии, но и в США, а затем и во всем мире. Системе, которая является частью более глобального японского понятия — "кайдзен", особой философии видения бизнеса, в основе которой лежит человек.

"Кайдзен" во главу угла ставит мышление, ориентированное на процесс, поскольку для того, чтобы улучшить результаты, надо улучшать процессы, а сбой в достижении запланированных результатов указывает на сбой в процессе.

Менеджмент должен идентифицировать и исправлять такие процессные ошибки. Причем "кайдзен" сосредотачивается именно на усилиях людей, что резко контрастирует с принятым на Западе образом мышления, нацеленным на результат.

Ориентированный на процесс подход следует использовать при внедрении различных инструментов "кайдзен" — циклов "планируй — делай — проверяй — воздействуй" (PDCA); "стандартизуй — делай — проверяй — воздействуй", "всеобщий менеджмент на основе качества" (TQM); "точно вовремя", "всеобщий уход за оборудованием" (TPM). Но эти инструменты не дали результата во многих фирмах других стран. Просто потому, что те игнорировали процесс и самый его критичный элемент — приверженность и вовлеченность высшего руководства [3].

Как видим, "кайдзен" — достаточно сложная и всеобъемлющая система. Тем интереснее опыт ее использования коллективом УАЗ.

На автозаводе была создана рабочая группа, которая начала свою работу с оптимизации участка конвейера в цехе сборки легковых автомобилей. Действия рабочих на конвейере записывались на видеокамеру и хронометрировались. В результате анализа полученных данных выяснилось, что на выполнение производственных операций тратится ~40 % рабочего времени, а остальные 60 % — непроизводительные действия, которые японцы называют "муда" (пример — хождения к ящикам с запасными частями и крепежом) [4].

В результате в процесс пришлось внести десятки изменений. В частности, изменить конструкцию стеллажей, на которые выкладывались комплектующие; изготавливать и разместить в непосредственной близости от конвейера стойки для элементов остекления, подготовленных к установке в автомобильные кузова (раньше за этими комплектующими приходилось идти на склад); рядом с конвейером проложить дорожки для передвижения тележек с деталями (до этого подсобники с тачками выбирали маршрут движения самостоятельно, а сборщикам приходилось прерывать работу и уступать им дорогу); на каждом рабочем месте вывесить описание операции, которую должен выполнять сборщик, фотографию узла после сборки и т. д. Были также внесены изменения в систему оплаты труда рабочих: если в 2002 г. премия составляла лишь четверть базовой ставки, то сегодня премиальные выплаты достигают 90 % фиксированной части заработной платы.

Результат следующий: если в начале 2005 г. на 15,5 ч суточной работы главного конвейера приходилось 2 ч 20 миностоя, то в январе 2006 г. — 18 мин; сократились запасы недособранный продукции: среднесуточное число кузовов на конвейере по итогам дня уменьшилось с 19 до 9, оснований для кузова — с 25 до 8; возврат кузовов с браком, выявленным заводским контролем, снизился с 22 до 5 %.

Опыт кузовного цеха оказался настолько удачным, что его в течение 2005 г. распространили на 13 участков других производств.

Когда же система будет применена на всех ключевых бизнес-процессах УАЗа, менеджмент, по мнению специалистов, получит возможность отслеживать в режиме реального времени перемещение всех ключевых комплектующих и ситуацию на каждом из производственных участков.

Кроме того, система позволила отладить работу с поставщиками и дилерами: на поставку комплектующих стали проводиться тендера; всем поставщикам предложено пройти сертификацию на соответствие требованиям стандартов ИСО 9001.

Конечно, качество выпускаемых в Ульяновске автомобилей еще далеко от идеала, особенно на фоне зарубежных моделей, изготавляемых в нашей стране. Не-

которые конструкторские решения, заложенные в них, уже кажутся устаревшими, цена завышенной, а производственные дефекты по-прежнему нередкость. Однако УАЗ — пример, иллюстрирующий эффективность применения западных стандартов СМК в нашей стране.

Рассматривая будущее систем качества в России, можно сказать следующее.

Во-первых, нашим автозаводам необходимо опираться на богатый опыт советской эпохи, несмотря на то, что наибольший акцент в нем придавался количественной составляющей производственного процесса, нежели качественной. Во-вторых, нужно постоянно анализировать все последние мировые тренды в области совершенствования СМК в автомобилестроении и сертифицировать предприятия, исходя из обновляемых стандартов, тем самым повышая статус предприятия и выводя его на мировые позиции. В-третьих, предприятиям следует иметь в своем составе отделы менеджмента качества, проводить среди их сотрудников тренинги и семинары, привлекать при отсутствии собственной учебной базы специальные коучинговые агентства — с тем, чтобы донести до сотрудников необходимую информацию. В-четвертых, следует вводить и четко отлаживать прозрачную и всем понятную систему поощрения работников, выполняющих свою работу наиболее качественно, а также наказания тех, кто недобросовестно выполняет свои обязанности. В-пятых, помнить, что отношения головных предприятий с поставщиками должны быть построены грамотно, т. е. включать открытые тендера на поставку комплектующих, исключать политику диктата на предприятиях-поставщиках с целью скорейшего приведения их производств в соответствие мировым нормам, но сдерживать положения, связывающие потенциал двухсторонних отношений с качеством продукции. В-шестых, предприятие должно иметь систему сбора информации о качестве выпускаемой продукции, поступающую от клиентов. Главный ее канал — дилерские сети и СМИ.

Выполнение перечисленных выше условий позволяет создать позитивный имидж предприятия как постоянного борца за повышение качества выпускаемой продукции, что, в конечном счете, есть главное условие расширения клиентской базы фирмы и роста доверия потребителей.

## Литература

1. Качество. Группа ГАЗ (Электронный ресурс) URL: <http://avtodizel.gazgroup.ru/quality/> (дата обращения: 13.02.2010).
2. Экономика качества в автомобилестроении. Стандарт QS-9000 / Центр креативных технологий Invent Tech (Электронный ресурс) URL: <http://www.inventech.ru/lib/quality/quality-0013> (дата обращения: 17.02.2010).
3. Гемба кайдзен: Путь к снижению затрат и повышению качества / Масааки Имаи. — М.: "Альпина Бизнес Букс", 2005. — 21 с.
4. Кайдзен по-русски/ М. Козырев //Аналитический деловой еженедельник Smart Money (Электронный ресурс) — Май 2006 года. URL:<http://www.smoney.ru/article.shtml.2006/05/29/610> (дата обращения: 24.02.2010).

# ФОРМАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ АНАЛИТИКОВ, РАБОТАЮЩИХ В СФЕРЕ БИЗНЕСА

Т.В. ПРЕОБРАЖЕНСКАЯ

Новосибирский ГТУ (383. 346-06-79))

*Излагаются алгоритмы: формирования интегрированного орграфа ключевых показателей и выявления минимального набора хранимых данных. Алгоритмы могут быть использованы для сокращения времени, трудозатрат и ошибок при объединении ключевых показателей оценки деятельности организации в единую систему.*

**Ключевые слова:** система ключевых показателей, объединенный граф показателей, минимальный набор хранимых данных, алгоритмы построения и анализа объединенного графа показателей.

Preobrazhenskaja T.V.

FORMALISATION OF WORK OF THE ANALYSTS WORKING IN SPHERE OF BUSINESS

*Algorithms are: formations of integrated graph of key indicators and revealing of the minimum set saved the date. Algorithms can be used for reduction time, expenditures of labour and errors at association of key indicators of an estimation of activity of the organization in whole system without dublating.*

**Keywords:** system of key indicators, the integrated graph of key indicators, the minimum set asaved the date, algorithms of construction and analysis of integrated graph of key indicators.

Теорией доказано [1], а практикой подтверждено, что системы сбалансированных показателей (ССП), в силу многомерности и объединения количественных и качественных показателей, — наиболее адекватный измеритель бизнес-деятельности любой организации. Поэтому их широко используют для оценки реализации стратегий и эффективности бизнеса на разных уровнях управления, а также для моделирования бизнес-деятельности. Кроме того, их можно применять и при создании и реинжиниринге инфологической модели базы данных (ИМБД) [2], т. е. основы для построения интегрированной базы данных информационной системы организации. Однако десятки инструментальных сред автоматизации построения ССП, предлагаемых современным рынком программных средств, пока, к сожалению, не позволяют анализировать данные с позиции включения их в единое хранилище. Что, естественно, сильно усложняет процесс использования ССП.

Автор сделала попытку исправить сложившееся положение. Для этого она логику построения ИМБД в общем виде предлагает представить в виде цепочки гомоморфных отображений (рис. 1), в которой под операциями (они показаны стрелками) понимаются творческие действия участников работ.

Как видно из рисунка, первая из операций цепочки — формулирование бизнес-цели, вторая — выбор множества ключевых показателей, которые позволяют достичь эту цель.

Ни одну из данных операций, очевидно, формализовать нельзя, потому что они — результат чисто творческой деятельности управленцев и экономистов. Но

вторая операция дает данные, которые служат основой для третьей — построения обобщенной (интегрированной) системы показателей (ИСП). Иначе говоря, системы, в которой элементы взаимосвязаны, а лишние данные отсутствуют.

Множество ключевых показателей, т. е. выход второй и вход третьей операции, может включать до сотни и более отдельных показателей, записанных в разных обозначениях (их примеры — в третьем столбце табл. 1). Привести их в единую интегрированную систему (четвертая операция), готовую к алгоритмизации и хранению в базе данных, — дело специалистов по информатике (аналитиков).

Перечисленные на рис. 1 операции — лишь небольшая, причем показанная без детализации, часть работ по созданию, реализации или реинжинирингу информационной системы организации. Но именно они заслуживают фундамент будущей системы. Поэтому чем меньше ошибок и неточностей здесь будет допущено, тем меньше затрат потребуется на реализацию всей системы. Качество работы может быть достигнуто лишь при выполнении определенных правил и формализованных процедур. Рассмотрим их.

Приведенная на рис. 1 цепочка работ возникает при изменении условий существования бизнеса или бизнес-целей организации. Ее практическая реализация, очевидно, требует больших затрат интеллектуального труда и времени. Иногда нескольких лет, если были допущены серьезные ошибки и потребовалось их исправлять. Но число ошибок можно уменьшить, а значит, и время на построение интегрированной системы показателей сократится, если воспользоваться методом ее формализации, позволяющим автоматизировать работу над ними. Правда, как уже было сказано выше, первые две операции, показанные на рис. 1, формализовать нельзя. Но следующие две — не только возможно, но и необходимо. И что это именно так, рассмотрим на примере алгоритмов формирования интегрированной системы показателей, которая пригодна для хранения данных в базе данных компьютерной системы организации. Причем для простоты описания процедур формализации воспользуемся языком теории графов. Для чего, само собой разумеется, необходимо обозначения всех показателей, которые применяют специалисты по управлению организацией (маркетологи, логистики, экономисты, финансисты, информатики, топ-менеджеры и др.), привести к единой системе. Пример такого приведения дан в предпоследнем столбце той же табл. 1.

Конечно, все задачи, возникающие при создании интегрированной системы показателей, строго формализовать довольно сложно. Да и не нужно. Достаточно ограничиться двумя наиболее важными из них — построением логической модели, однозначно определяю-



Рис. 1. Цепочка отображений при разработке или реинжениринге ИМБД

щей зависимости показателей от операндов и их связей между собой, т. е. самого обобщенного графа; анализом обобщенного графа для выявления минимального набора данных, которые необходимо иметь в базе данных для вычисления всех показателей. (Это позволит значительно сократить объем хранящейся в базе информации и устраниТЬ дублирование данных.)

Известно: если для каждого частного ключевого показателя записать иерархию операндов, участвующих в его вычислении, в виде графа, то интегрированную систему показателей можно представить ориентированным графом (орграфом), полученным в результате объединения множества отдельных орграфов. (Необходимость формализации такой процедуры возникает

в случае, если множество объединяемых показателей слишком велико для аналитика, и он не может ограничиться простым наложением частных графов.)

Пусть, например, показатель  $\Pi$  вычисляется, как  $\Pi = A_1 + A_2$ , а показатель  $A_2$  — как  $A_2 = A_{21} + A_{22}$ . Тогда иерархию операндов, участвующих в вычислениях данного показателя, можно записать [3] в виде информационного обобщенного графа следующим образом:  $\Pi(A_1, A_2, A_{21}, A_{22})$ . Правило чтения такого графа, как обычно, строго сверху вниз и слева направо на каждом уровне иерархии; скобка — начало нового уровня, запятая — разделитель при перечислении вершин на одном уровне, число пар скобок равно уменьшенному на единицу числу уровней иерархии.

Таблица 1

Группа систем показателей	Показатель	Алгоритм расчета показателя в обозначениях экономистов	Введенные обозначения операндов для построения интегрированной системы показателей	Примечания
Финансы	Капиталоотдача, %	$KO = \frac{B\Pi}{K} 100$	$KO - \Pi_1; K - A_1$	$B\Pi$ — выручка от продаж; $K$ — вложенный капитал
	Оборачиваемость текущих активов, %	$OTA = \frac{B\Pi}{TA} 100$	$OTA - \Pi_2; TA - A_2$	$A$ — текущие активы
	Выручка от продаж, тыс. руб.	$B\Pi = V_c P$	$B\Pi - \Pi_3; V_c - A_3; P - A_4$	$V_c$ — объем продаж в текущем периоде; $P$ — цена единицы продукции
	Валовая прибыль, тыс. руб.	$Pr = B\Pi - C/C$ $(C/C = VC_{ed} + C_{pst})$	$\Pi_p - \Pi_4; C/C - A_5; C_{ed} - A_{15}; C_{pst} - A_{16}$	$C/C$ — себестоимость продукции; $V$ — объем выпуска продукции; $C_{ed}$ — затраты на единицу продукции; $C_{pst}$ — постоянные затраты
Клиенты	Число постоянных клиентов, тыс. чел.	$Q$	$Q - \Pi_5$	—
	Индекс удовлетворенности потребителей, %	$I = \sum_{j=1}^m \varphi(x_j) q_j$	$I - \Pi_6; \varphi(x_j) - A_6; q_j - A_7$	$m$ — число потребителей; $\varphi(x_j)$ — относительное значение соответствия $j$ -го показателя качества продукции; $q_j$ — экспертный "весовой" коэффициент для $j$ -го показателя множества $\{\varphi\}$
	Прирост объема продаж, %	$\Delta V = \frac{V_c - V_p}{V_p} 100$	$\Delta V - \Pi_7; V_p - A_8$	$V_p$ — объем продаж в предыдущем периоде
Внутренние бизнес-процессы	Длительность производственного цикла, дней	$T_{\Pi} = T_{оп} + T_{мо}$	$T_{\Pi} - \Pi_8; T_{оп} - A_9; T_{мо} - A_{10}$	$T_{оп}$ — длительность операционного цикла; $T_{мо}$ — длительность межоперационного цикла
	Производительность труда, шт./мес.	$P_a = \frac{V}{N_a}$	$P_a - \Pi_9; V - A_{11}; N_a - A_{12}$	$N_a$ — среднесписочная численность работников
	Рост производительности труда, %	$\Delta P_a = \frac{P_a - P_{a_p}}{P_{a_p}} 100$	$\Delta P_a - \Pi_{10}; P_{a_p} - A_{13}$	$P_{a_p}$ — производительность труда в предыдущий период
Обучение и развитие	Коэффициент оборота по приему	$K_{np} = \frac{N_h}{N_a}$	$K_{np} - \Pi_{11}; N_h - A_{14}$	$N_h$ — численность вновь принятых на работу
	Расходы на обучение, тыс. руб.	$C_n$	$C_n - \Pi_{12}$	—
	Затраты на обучение одного работника, тыс. руб.	$C_{tr.e} = \frac{C_{tr}}{N_a}$	$C_{tr.e} - \Pi_{13}$	—

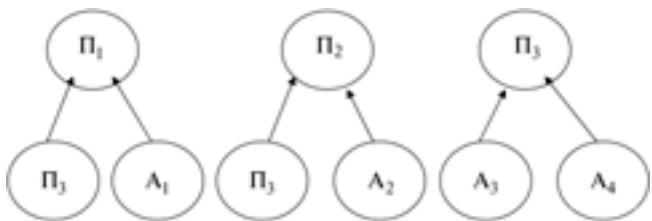


Рис. 2. Частные графы трех показателей  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$  и  $\Pi_3$

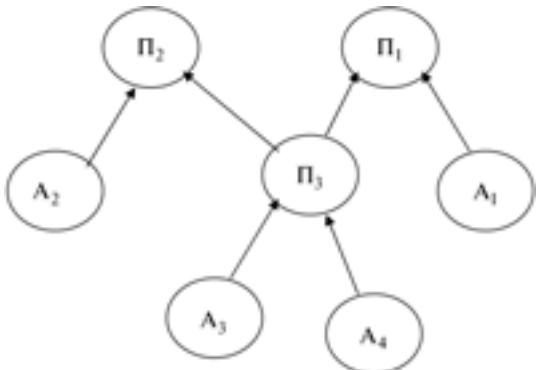


Рис. 3. Объединенный граф трех показателей  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$  и  $\Pi_3$

Алгоритм формирования обобщенного графа состоит из трех шагов.

1. Для каждого показателя строится частный орграф, все вершины которого получают обозначение в соответствии с принятой единой системой обозначений (предпоследний столбец табл. 1).

2. Каждый полученный иерархический граф записывается аналитически в виде матрицы  $A = \|a_{ij}\|$ , в которой  $a_{ij} = 1$ , если при вычислении вершины  $i$  используется вершина  $j$ , и  $a_{ij} = 0$ , если при вычислении вершины  $i$  вершина  $j$  не используется. При ее формировании обход вершин графа на каждом уровне иерархии выполняется сверху вниз и слева направо.

На основе включения всех строк и столбцов частных матриц, причем без их повторения, строится обобщенная матрица. Правила ее построения следующие: выбирается матрица первого показателя и включается в состав обобщенной матрицы без изменений; строки и столбцы матрицы каждого следующего показателя, если их нет в обобщенной матрице, подстраиваются к ней, и так до тех пор, пока частные матрицы всех показателей будут включены в состав обобщенной.

Полученная обобщенная матрица представляет собой аналитическую запись обобщенного орграфа системы показателей. Другими словами, логической моделью рассматриваемой системы показателей.

Проиллюстрировать работу алгоритма можно на примере показателей, взятых из табл. 1. Их аналитическая запись такая:  $\Pi_1(\Pi_3, A_1)$ ;  $\Pi_2(\Pi_3, A_2)$ ;  $\Pi_3(A_3, A_4)$ ;  $\Pi_4(\Pi_3, A_5, A_{11}, A_{15}, A_{16})$ ;  $\Pi_5(\Pi_6, A_6, A_7)$ ;  $\Pi_7(A_3, A_8)$ ;  $\Pi_8(A_9, A_{10})$ ;  $\Pi_9(A_{11}, A_{12})$ ;  $\Pi_{10}(A_9, A_{11}, A_{12}, A_{13})$ ;  $\Pi_{11}(A_{14}, A_{12})$ ;  $\Pi_{12}(\Pi_{13}, A_{12})$ ;  $\Pi_{13}(\Pi_{12}, A_{12})$ .

Для первых трех ( $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$ ,  $\Pi_3$ ) из перечисленных показателей их частные орграфы приведены на рис. 2, а матричная запись — в табл. 2, а результат объединения

частных матриц (обобщенная матрица) — в табл. 3, которой соответствует орграф, приведенный на рис. 3.

Минимальный набор данных для расчета всех показателей, а значит, и данных, хранимых в базе компьютера, определяется множеством конечных вершин обобщенного графа. Причем таких вершин, в число которых не входит ни одна из других вершин. Все они представляют собой нулевые строки обобщенной матрицы, являются входными вершинами обобщенного орграфа и образуют минимальный набор хранимых данных для всех показателей. В нашем примере для первых трех показателей — это вершины  $A_1, A_2, A_3, A_4$ .

Выделение минимального набора хранимых данных позволяет устраниить их дублирование, т. е. сократить объем хранимой в базе данных информации, необходимой для расчета соответствующих показателей. Например, в рассмотренном исходном варианте (см. табл. 1) общее число показателей и операндов в виде частных графов было 41. Построив обобщенную матрицу, удалось, устранив дублирование, сократить число строк в обобщенной матрице до 29, а число минимального набора хранимых данных, необходимых для расчета (число "нулевых" строк в обобщенной матрице), — до 17. Это  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_{15}, A_{16}, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}, A_{11}, A_{12}, A_{13}, \Pi_{12}, A_{14}$  и  $\Pi_5$ .

Рассмотренные алгоритмы были реализованы в среде MS Excel с помощью программ, написанных на VBA 4.

Таблица 2

	$\Pi_1$	$\Pi_3$	$A_1$
$\Pi_1$	0	1	1
$\Pi_3$	0	0	0
$A_1$	0	0	0
	a)		
$\Pi_2$	0	$\Pi_3$	$A_2$
$\Pi_3$	0	0	0
$A_2$	0	0	0
	б)		
$\Pi_3$	0	$A_3$	$A_4$
$A_3$	0	0	0
$A_4$	0	0	0
	в)		

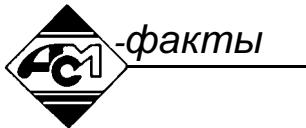
Таблица 3

	$\Pi_1$	$\Pi_3$	$A_1$	$\Pi_2$	$A_2$	$A_3$	$A_4$
$\Pi_1$	0	1	1	0	0	0	0
$\Pi_3$	0	0	0	0	0	1	1
$A_1$	0	0	0	0	0	0	0
$\Pi_2$	0	1	0	0	1	0	0
$A_2$	0	0	0	0	0	0	0
$A_3$	0	0	0	0	0	0	0
$A_4$	0	0	0	0	0	0	0

Использование рассмотренных формальных процедур позволяет значительно сократить затраты времени и уменьшить число ошибок при анализе данных, выявлять минимально необходимый набор данных для хранения и реализации всех расчетов, а также сократить время подготовки проектной документации. Кроме того, они очень полезны при обучении студентов основам проектирования баз данных, в том числе и навыков интегрирования данных в единую систему.

## Литература

- Каплан Р.С., Нортон Д.П. Сбалансированная система показателей. От стратегии к действию / Изд. 2-е, испр. и доп.: Пер. с англ. — М.: ЗАО "Олимп-Бизнес", 2003. — 320 с.
- Бойко В.В., Савинков В.М. Проектирование баз данных информационных систем. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Финансы и статистика, 1989. — 351 с.
- Денисов А.А. Теория больших систем управления: учебное пособие для вузов по специальности "Автоматика и телемеханика" / А.А. Денисов, Д.Н. Колесников. Л.: Энергоиздат, 1982. — 287 с.



**ПРОИЗВОДСТВО  
АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ТЕХНИКИ  
предприятиями России,  
Белоруссии, Узбекистана,  
Украины и Азербайджана  
в I-м квартале 2010 г.  
(по данным ОАО  
"Автосельхозмаш-холдинг")**

Предприятие-изготовитель	март 2010 г.	март 2009 г.	прирост, %	январь—март 2010 г.	январь—март 2009 г.	прирост, %
<b>ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>						
ЗИЛ	167	157	+6,4	225	511	-56,0
ГАЗ	5194	2444	+112,5	8886	5626	+57,9
КамАЗ	2115	2156	-1,9	5711	4892	+16,7
АЗ "Урал"	867	587	+47,7	1679	1415	+18,7
УАЗ	1410	810	+74,1	2072	1387	+49,4
"Северстальавто-Исудзу" и "Соллерс-Елабуга" ("Исудзу" и ФИАТ)	896	566	+58,3	1685	797	+111,4
"Амур" ("Автомобили и моторы Урала")	—	7	—	63	53	+118,9
"ИжАвто"	—	315	—	—	485	—
БАЗ	10	2	+400,0	20	20	—
192-й Центральный завод (Брянская обл.)	3	—	—	3	—	—
КЗКТ	—	4	—	4	6	-33,3
НефАЗ *( только самосвальные установки)	332	746	-55,5	942	1254	-24,9
* САЗ	1	19	-94,7	79	21	+276,2
* "Бецема"	3	9	-66,7	36	17	+111,8
"Вольво Калуга плант", "Вольво Восток"	49	35	+40,0	142	35	+305,7
"Ивеко-АМТ" ("ИВЕКО-УралАЗ")	27	14	+92,9	89	23	+287,0
"Вазинтерсервис" (ВИС)	175	189	-7,4	305	324	-5,9
ТагАЗ	87	313	-72,2	989	463	+113,6
"Скания-Питер"	—	—	—	12	—	—
"Яровит Моторс"	—	—	—	—	2	—
**"Спектр Авто"	202	42	+381,0	325	139	+133,8
**"Чайка-НН"	38	34	+11,8	108	84	+28,6
**"Филиал машзавод"	10	20	50,0	10	45	-77,8
*САЗ	3	8	62,5	10	23	-56,5
**"Метровагонмаш"	—	1	—	—	37	—
*РИАТ	8	—	—	24	35	-31,4
МАЗ	705	950	-25,8	1949	3113	-37,4
МЗКТ	36	31	+16,1	98	99	-1,0
БелАЗ	97	23	+321,7	268	197	+36,0
МоАЗ	6	12	-50,0	20	37	-45,9
КрАЗ	102	13	+684,6	212	25	+748,0
КрАСЗ	—	10	—	—	10	—
ЗАЗ, в том числе: "Таврия-Пикап"	384	170	-125,9	384	312	+23,1
Корпорация "Богдан"	40	—	—	118	—	—
Бориспольский АЗ	17	—	—	26	—	—
Гянджинский АЗ (автомобили МАЗ)	77	—	—	145	—	—
<b>ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>						
ГАЗ	263	6	+4283,3	263	191	+37,7
"Соллерс-Набережные Челны"	166	1213	-86,3	269	2736	-91,2
"Соллерс-Елабуга"	118	140	-15,7	317	200	+58,5
"Соллерс-Дальний Восток"	979	—	—	1124	—	—
ВАЗ, в том числе: mod. 2105, 2107	38 934	29 849	+30,4	79 119	52 878	+149,6
семейство "Приора"	10 245	4090	+150,5	15 355	7643	+100,9
семейство "Самара"	7840	8667	-9,5	19 381	14 499	+33,7
семейство "Калина"	10 028	7425	+35,1	21 321	13 841	+54,0
семейство "Лада 4x4"("Нива")	6728	4791	+40,4	12 660	9391	+34,8*
ПСА "Брonto"	4093	4759	-14,0	10 402	7169	+45,1
УАЗ	19	13	+46,2	37	20	+85,0
"Амур" ("Автомобили и моторы Урала")	1869	916	+104,0	2977	1336	+122,8
"ИжАвто"	—	2557	—	—	7691	—

Предприятие-изготовитель	март 2010 г.	март 2009 г.	прирост, %	январь-март 2010 г.	январь-март 2009 г.	прирост, %
"Автотор", в том числе:	9145	5781	+58,2	20 573	7884	+160,9
"Кия"	5345	4000	+33,6	11 676	5429	+115,1
БМВ	542	304	+78,3	1597	568	+181,2
"ДжиЭм"	—	295	—	1	654	-99,8
"ДжиЭм-ДАТ"	2421	1182	+104,8	5634	1231	+357,7
"Чери"	—	—	—	—	2	—
"Опель"	837	—	—	1665	—	—
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	3248	398	+716,1	7511	1648	+355,8
ТатАЗ	2855	1997	+43,0	8441	3959	+113,2
АК "ДерВейс"	748	8	+9250,0	990	357	+177,3
"Чеченавто" (Аргунский завод "Пищемаш", ВАЗ-2107)	40	106	-62,0	122	320	-61,9
"Автофрамос"	7268	5862	+24,0	18 802	12 551	+49,8
"Форд Мотор Компаний"	6035	5367	+12,4	15 300	12 668	+20,8
"Дженерал Моторз Авто"	1486	512	+190,2	3338	4140	-19,4
"Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия"	1469	175	+739,4	3446	735	+368,8
"Фольксваген Груп Рус", "Фольксваген Рус" ("Фольксваген", "Шкода")	9553	4544	+110,2	23 891	12 446	+92,0
"Ниссан Мэнуфэкчуринг Рус"	1452	—	—	3525	—	—
СП "Юнисон" (автомобили "Саманд")	—	39	—	19	166	-88,6
"Джи Эм-Узбекистан"	19 568	18 665	+4,8	42 930	41 235	+04,1
ЗАЗ, в том числе:	2122	4498	-52,8	3068	12 029	-74,5
ВАЗ	200	706	-71,7	200	1794	-88,9
Корпорация "Богдан"	1301	2031	-33,9	2482	6062	-59,2
КрАЗ	551	44	+1152,3	2720	91	+2889,0
"Еврокар" ("Шкода")	381	156	+144,2	1002	590	+69,8
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	—	—	3	—	—
ГАЗ	1187	1260	-5,8	1909	2323	-17,8
КамАЗ	—	—	—	5	—	—
*АЗ "Урал" (вахтовые)	53	37	+43,2	79	49	+61,2
УАЗ	929	570	+63,0	1396	923	+51,2
"Соллерс-Елабуга" ("ФИАТ Дукато")	280	173	+61,8	486	216	+125,0
ПАЗ	712	418	+70,3	1413	757	+86,7
ЛиАЗ	57	73	-21,9	139	154	-9,7
ГолАЗ	26	13	+100,0	33	20	+65,0
КаАЗ	41	33	+124,2	81	56	+44,6
"Русские автобусы Марко"	—	2	—	—	45	—
ВАП "Волжанин"	32	54	-40,7	33	56	-41,1
НефАЗ, в том числе:	53	17	+211,8	145	58	+150,0
*вахтовые автобусы	—	—	—	1	—	—
"Тушинско-Авто"	15	8	+187,5	52	15	+246,7
"Мичуринский автобус"	6	—	—	15	2	+650,0
"Скания-Питер"	—	7	—	4	20	-80,0
СТ "Нижегородец" ("Форд Транзит")	150	84	+78,6	289	265	+9,1
Ростовский завод грузовых автомобилей (микроавтобус "Хёндэ")	70	—	—	108	171	-36,8
Ростовский автобусный завод (РоАЗ-5236)	8	—	—	15	2	+650,0
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	—	—	—	5	—	—
"ТролЗА"	—	—	—	—	—	—
**Уралпромтехника"	10	—	—	10	—	—
МАЗ	86	110	-21,8	224	430	-47,9
ОЗ "Неман"	**	—	—	**	7	—
Завод коммунальной техники (ЛАЗ)	**	—	—	**	—	—
"Анто-Рус"	—	—	—	—	—	—
Черниговский АЗ	8	—	—	38	—	—
"Часовоярский ремонт завод"	41	43	-4,7	110	123	-10,6
Бориспольский АЗ	9	—	—	64	—	—
Корпорация "Богдан"	69	8	+762,5	158	92	+71,7
ЗАЗ ("И-Ван")	34	11	+209,1	119	30	+296,7
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	—	—	—	—	—	—
"ТролЗА"	20	44	-54,5	37	85	-56,5
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	7	13	-46,2	9	38	-76,3
"Тушинско-Авто"	—	10	—	—	15	—
Башкирский ТЗ	5	5	—	30	18	+66,7
МАЗ	—	—	—	2	—	—
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ЛиАЗ	22	—	—	38	13	+192,3

Примечания. \* — на шасси других отечественных изготовителей \*\* — нет данных Нет данных также по ряду предприятий Белоруссии и Украины.



# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.43

## ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С РАПСОВЫМ И ПОДСОЛНЕЧНЫМ МАСЛАМИ

Д-ра техн. наук В.А. МАРКОВ и С.Н. ДЕВЯНИН,  
В.В. МАРКОВА

МГТУ им. Н.Э. Баумана (8.499. 263-69-18),  
МГАУ им. В.П. Горячкина (8.495. 977-23-77)

*Рассмотрены различные аспекты применения растительных масел в качестве топлива для дизелей. Проведен анализ показателей дизеля типа Д-245.12С, работающего на смесях дизельного топлива с рапсовым и подсолнечным маслами.*

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, дизельное топливо, рапсовое масло, подсолнечное масло.

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

COMPARATIVE ANALYSIS OF CHARACTERISTICS OF VEHICLE DIESEL ENGINE RUNNING ON DIESEL FUEL, RAPESEED OIL AND SUNFLOWER OIL MIXTURES

*Various aspects of using vegetable oils as a fuel for diesel engines have been considered. The analysis of characteristics of a type D-245.12S diesel engine running on diesel fuel, rapeseed oil and sunflower oil mixtures has been carried out.*

**Keywords:** diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, sunflower oil.

В настоящее время большое внимание уделяется поиску путей решения проблем, связанных с необходимостью замещения невозобновляемых источников энергии возобновляемыми, в том числе источниками растительного и животного происхождения (биомассой, древесиной, сельскохозяйственными и бытовыми отходами, животным жиром, морскими биоресурсами и др.). В частности, потому, что использование моторных топлив растительного происхождения позволяет обеспечить кругооборот углекислого газа в атмосфере, поскольку при выращивании сырья для производства биотоплива поглощается примерно столько углекислого газа, сколько выделяется при сжигании этого топлива [1]. Что снижает содержание парниковых газов в атмосфере и парниковый эффект.

В последнее время номенклатура топлив для дизелей все более и более расширяется: практическое применение получают топлива, производимые из растительных масел — рапсового, подсолнечного, хлопкового, соевого, льняного, пальмового, арахисового, сурепного и др. [2]. Это объясняется тем, что, во-первых, процесс производства растительных масел давно отработан, прост и экологичен; во-вторых, они отличаются высокой биоразлагаемостью: попадая в почву и природные водные бассейны, практически полностью разлагаются в течение нескольких недель; в-третьих, их стоимость соизмерима со стоимостью дизельного топлива. Особенно в тех случаях, когда из маслосемян получают и растительное масло, и жмых (шрот) — ценный белковый продукт для животноводства. Нема-

ловажно и то, что дизель очень неплохо приспособлен к работе на растительных маслах и продуктах их переработки: при характерных для него высоких степенях сжатия и коэффициенте избытка воздуха процесс сгорания получается весьма эффективным, а расход биотоплива сравнительно небольшим.

Наконец, растительные масла можно получать из того сырья, которое наиболее распространено в том или ином конкретном регионе, что снижает зависимость от импорта энергоносителей. Например, в ряде европейских стран возраст интерес к топливам на основе рапсового масла, потому что рапс дает здесь хорошие урожаи, а в его масле содержится 10–12 % кислорода (по массе), в результате чего заметно уменьшаются выбросы в атмосферу вредных веществ — углеводородов и сажи. В условиях же нашей страны также привлекательно подсолнечное масло, которое традиционно наиболее распространено из растительных масел: его доля составляет ~70 % общего объема их производства. Топливо на основе этого масла можно получать путем экстрагирования бензином, гексаном или другими экстрагентами предварительно отжатого жмыха. Возможно использование для этих же целей просроченного масла. Дело в том, что для употребления в пищу предназначаются только масла высшего и первого сортов, а по российским ГОСТам срок хранения расфасованного масла составляет четыре месяца со дня разлива, а разливного — полтора месяца.

В качестве сырья при производстве моторных топлив применимы и фритюрные масла — отходы пищевой промышленности и объектов общественного питания. А их немало. Например, только в Москве ежегодные отходы фритюрных растительных масел составляют ~70 тыс. т.

Рапсовое и подсолнечное масла могут использоваться в качестве топлива для дизелей как в чистом виде, так и в смесях с дизельным топливом, другими топливами, а также в виде продуктов переработки — метилового или этилового эфиров. Однако самый простой из этих способов — использование смесей с дизельным топливом, поскольку они имеют физико-химические свойства, достаточно близкие к свойствам дизельного топлива (см. таблицу). Главное же, что при этом исключается необходимость внесения изменений в конструкцию дизеля.

Рапсовое и подсолнечное масла представляют собой маслянистые жидкости с повышенной (916 и 923 кг/м<sup>3</sup>), по сравнению со стандартным дизельным топливом, плотностью (830 кг/м<sup>3</sup>). Являясь глицериновыми эфирами жирных кислот, они также отличаются сравнительно большой вязкостью (соответственно 75 и 65 мм<sup>2</sup>/с при T = 293 К, или 20 °C), превышающей более чем на порядок вязкость дизельного топлива (3,8 мм<sup>2</sup>/с при той же температуре). При этом

цетановые числа рапсового и подсолнечного масел, а также дизельного топлива вполне соизмеримы (соответственно 36, 33 и 45 ед.).

Рапсовое и подсолнечное масла практически не содержат серу, что позволяет значительно снизить выбросы в атмосферу ее оксидов (диоксида  $\text{SO}_2$  и триоксида  $\text{SO}_3$ ), которые, соединяясь с парами воды, содержащимися в атмосфере, образуют азотную и азотистую кислоты, входящие в состав кислотных дождей [3]. Но в этих маслах много (от 9 до 12 %) кислорода, что, с одной стороны, несколько снижает теплоту, выделяемую при их сгорании (низшая теплота сгорания рапсового и подсолнечного масел соответственно 37,3 и 37,0 мДж/кг, а дизельного топлива — 42,5 мДж/кг), а с другой — благоприятно сказывается на дымности отработавших газов дизелей. Это еще раз подтвердили результаты испытаний дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) при его работе на смесях подсолнечного масла с дизельным топливом в соотношениях от 0 : 100 до 20 : 80 %.

Например, на рис. 1 приведены зависимости часового расхода  $G_t$  топлива, крутящего момента  $M_e$  дизеля и коэффициента  $\alpha$  избытка воздуха от содержания  $C_{\text{пм}}$  подсолнечного масла в смеси. Они свидетельствуют о том, что изменение содержания масла от нуля до 20 % не оказывает заметного влияния на эти показатели работы дизеля. Но удельный эффективный расход  $g_e$  топлива на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента возрастает (рис. 2) на 8,5—9,4 г/(кВт·ч). Что, как уже упоминалось, обусловлено меньшей, по сравнению с дизельным топливом, теплотворной способностью смесевых биотоплив. Однако эффективный КПД дизеля в этом случае изменяется незначительно: на режиме максимальной мощности ( $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) он увеличился с 0,343 до 0,357 — на ~1,4 %, а на режиме максимального крутящего момента ( $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ) — с 0,381 до 0,395, или на те же 1,4 %.

В рассматриваемом диапазоне изменения содержания подсолнечного масла в смесевом биотопливе отмечено значительное снижение коэффициента  $K_x$  дымности отработавших газов: на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента оно составило 3,5—6,0 % по шкале Хартриджа.

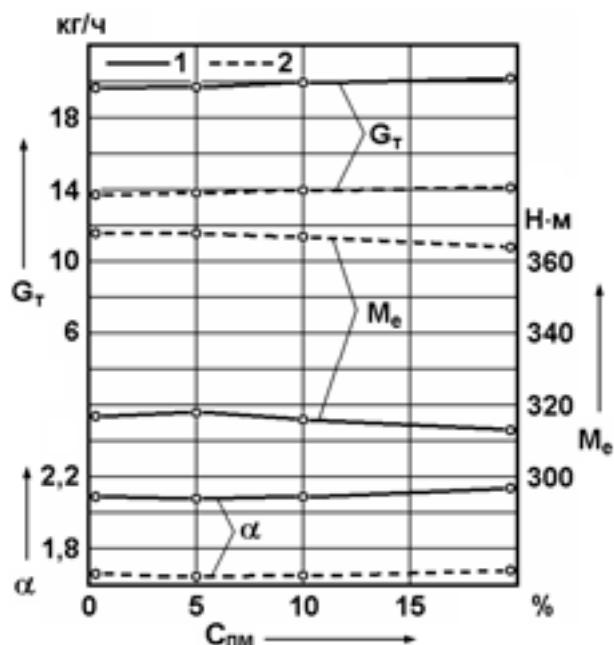


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива, эффективного крутящего момента и коэффициента избытка воздуха от содержания подсолнечного масла в смесевом биотопливе на режимах внешней скоростной характеристики:

1 — на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 — на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

Значения же удельных массовых выбросов токсичных компонентов (оксидов азота  $e_{\text{Nox}}$ ,monoоксида углерода, несгоревших углеводородов) подтверждают зависимости (рис. 3) экологических показателей транспортного дизеля от состава смеси. При увеличении в смеси содержания подсолнечного масла от нуля до 20 % выброс оксидов азота с отработавшими газами снизился с 6,630 до 6,078 г/(кВт·ч), т. е. на 8,3 %, а выброс monoоксида азота возрос незначительно — с 2,21 до 2,257 г/(кВт·ч), т. е. на 2,1 %. Кроме того, на 11,5 % отмечен рост эмиссии несгоревших углеводородов —

Физико-химические свойства	Топлива				
	дизельное	рапсовое масло	подсолнечное масло	80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла (по объему)	80 % дизельного топлива и 20 % подсолнечного масла (по объему)
Плотность при 293 К (20 °C), кг/м <sup>3</sup>	830	916	923	848,0	848,6
Кинематическая вязкость при 293 К (20 °C), мм <sup>2</sup> /с	3,8	75	72	9,0	8,0
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	42 500	37 300	37 000	41 500	41 400
Цетановое число	45	36	33	—	—
Температура самовоспламенения, К (°C)	523 (250)	591 (318)	593 (320)	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,5	12,4	14,0	13,9
Содержание, % по массе:					
углерода	87,0	77,0	77,6	85,0	85,1
водорода	12,6	12,0	11,5	12,5	12,4
кислорода	0,4	11,0	10,9	2,5	2,5
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	0,002	0,16	0,16
Коксумость 10%-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	0,5	—	—

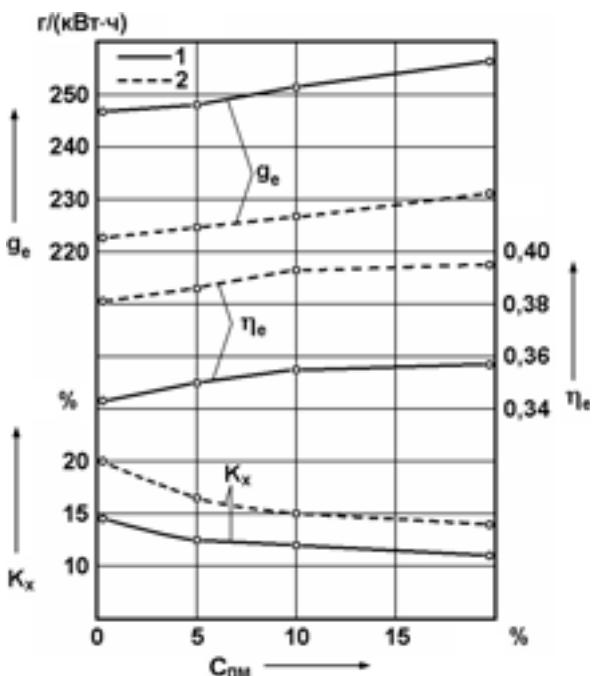


Рис. 2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива, эффективного КПД двигателя и коэффициента дымности отработавших газов от содержания подсолнечного масла в смесевом биотопливе на режимах внешней скоростной характеристики:

1 — на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 — на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$

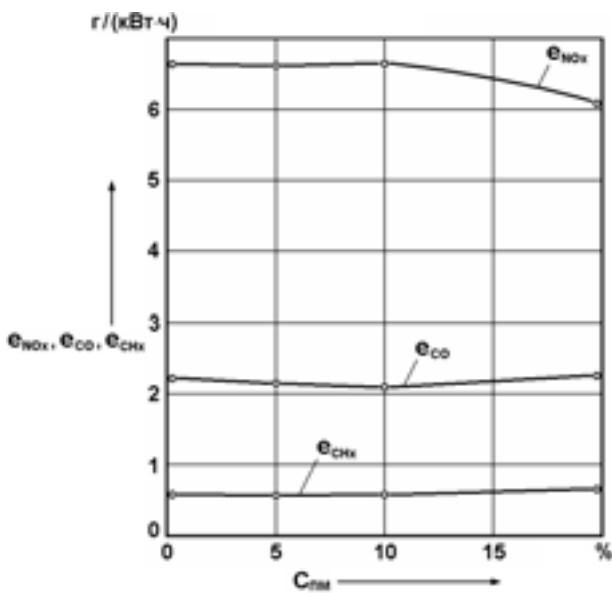


Рис. 3. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов от содержания подсолнечного масла в смесевом биотопливе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла

с 0,580 до 0,647 г/(кВт·ч), что вызвано удлинением струй распыливаемого смесевого биотоплива из-за его большей плотности, увеличением количества топлива, попадающего на стенки камеры сгорания и, следовательно, доли пленочного смесеобразования. Однако этот недостаток преодолим путем совершенствования проточной части распылителей форсунок с целью

уменьшения длины струй распыливаемого топлива и их согласования с формой камеры сгорания дизеля.

Несомненный интерес для читателей, думается, должны представлять и результаты (рис. 4) сравнительной оценки показателей дизеля, работающего на дизельном топливе и биотопливах на базе рапсового и подсолнечного масел. Они подтверждают, что при работе дизеля Д-245.12С на смесевых биотопливах (80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла или 80 % дизельного топлива и 20 % подсолнечного масла) его основные показатели существенно отличаются.

Так, в связи с большей плотностью и повышенной вязкостью смесевых топлив их часовой расход  $G_t$  на режимах внешней скоростной характеристики растет. Причем на смеси с рапсовым маслом — несколько больше, чем на смеси с подсолнечным. Причина — большая вязкость первой смеси, что снижает утечки топлива через зазоры и, следовательно, увеличивает его цикловые подачи. При этом эффективная мощность  $N_e$  и крутящий момент  $M_e$  дизеля повышаются по сравнению с чистым дизельным топливом. Такое увеличение обусловлено, в основном, ростом часового расхода рассматриваемого смесевого биотоплива. Но перевод дизеля с дизельного топлива на смесь с подсолнечным маслом, наоборот, привел к некоторому уменьшению мощностных показателей дизеля (эффективной мощ-

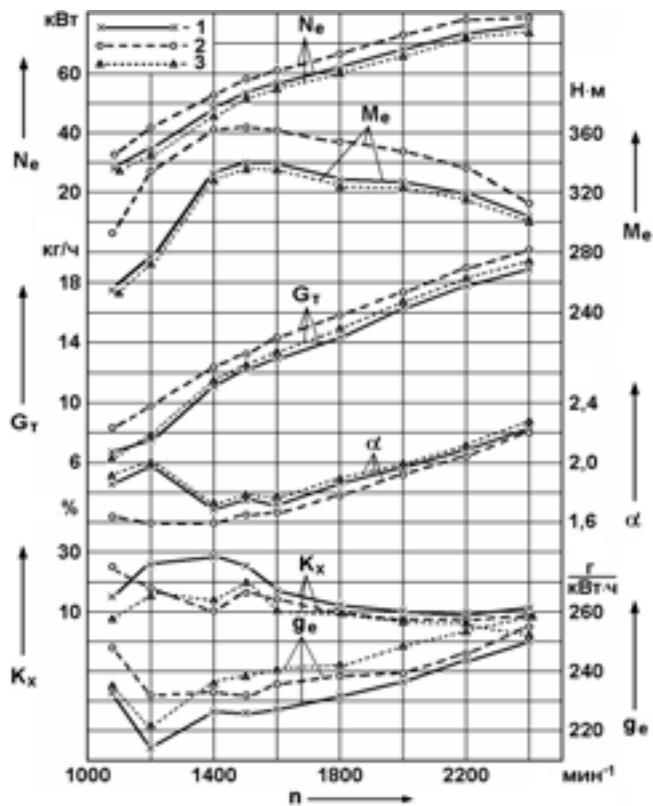


Рис. 4. Зависимость эффективной мощности, крутящего момента, расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, коэффициента дымности отработавших газов и удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения и коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании различных топлив:

1 — дизельное топливо; 2 — смесь 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла; 3 — смесь 80 % дизельного топлива и 20 % подсолнечного масла

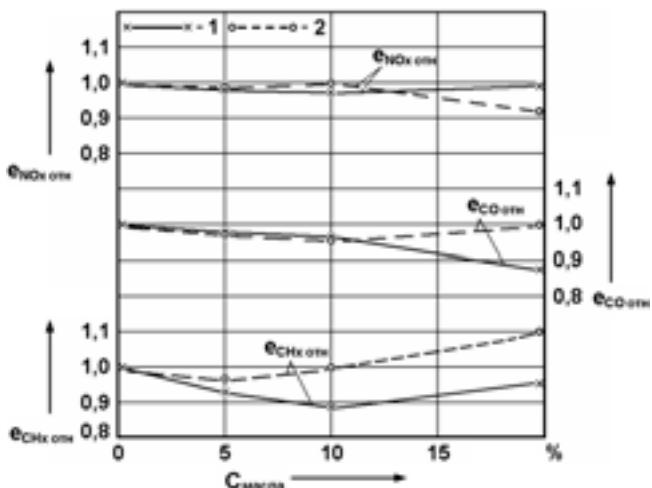


Рис. 5. Зависимость относительных удельных массовых выбросов оксидов азота,monoоксида углерода и углеводородов от состава рапсового и подсолнечного масел биотоплива:

1 — смесь дизельного топлива и рапсового масла; 2 — смесь дизельного топлива и подсолнечного масла

ности  $N_e$  и крутящего момента  $M_e$ ), поскольку повышенный расход топлива этой смеси не компенсирует ее более низкие теплотворную способность и самовоспламеняемость (ниже цетановое число).

При работе дизеля на смеси дизельного топлива с рапсовым маслом удельный эффективный расход  $g_e$  топлива несколько возрос, что объясняется меньшей, по сравнению с дизельным топливом, теплотворной способностью этой смеси. При работе на смеси с подсолнечным маслом увеличение удельного эффективного расхода топлива оказалось более значительным.

Наличие в молекулах рапсового и подсолнечного масел большого количества атомов кислорода, как уже упоминалось, благоприятно сказывается на выбросах продуктов неполного сгорания топлива с отработав-

шими газами. В частности, отмечается заметное снижение коэффициента  $K_x$  дымности отработавших газов во всем диапазоне исследованных режимов внешней скоростной характеристики. К примеру, на режиме максимальной мощности он уменьшился с 12 % по шкале Хартриджа при работе на дизельном топливе до 8 % при работе на обеих смесях; на режиме максимального крутящего момента — с 18 до 14 % при работе на смеси с рапсовым маслом и до 11 % — на смеси с подсолнечным.

Что касается 13-ступенчатого испытательного цикла по Правилам № 49 ЕЭК ООН, то результаты испытаний по нему показаны на рис. 5. Как видим, они тоже свидетельствуют о зависимости токсичности отработавших газов дизеля от состава биотоплива. Увеличение содержания рапсового масла вызывает значительное (до 13 %) снижение выбросовmonoоксида азота. Хотя и меньше, но уменьшается также и эмиссия несгоревших углеводородов. При повышении содержания подсолнечного масла снижение выброса оксидов азота не столь значительно (на ~8 %). Причем оно наблюдается, как и в случае смеси с рапсовым маслом, при  $C_{\text{масла}} = 10 \%$ . Однако эмиссия несгоревших углеводородов возрастает на ~10 %. О причинах этих изменений уже говорилось выше.

Таким образом, можно сделать вывод: связь между количеством и видом масла в смеси, а также различными показателями токсичности отработавших газов дизеля — довольно сложная и противоречивая, но — доступная оптимизации. Поэтому для каждой конкретной модели дизеля ее нужно подбирать.

#### Литература

1. Куличицкий А.Р., Эфрос В.В. Транспорт и парниковые газы // Автомобильная промышленность. 2005. № 6. С. 5–8.
2. Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2000. — 311 с.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1981. — 160 с.

УДК 436.03.001.53

## ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ФОРСУНКАМИ. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И БЛОК-СХЕМА РАСЧЕТА

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА (8.4732. 53-77-07)

Изложены результаты создания программы расчета процесса впрыскивания топливной системой непосредственного действия с электрогидравлическими форсунками, имеющими комбинированное запирание.

**Ключевые слова:** топливная система, электрогидравлическая форсунка, комбинированное запирание, математическая модель, блок-схема.

Krokhitin Yu.M.

DIRECT FUEL SYSTEMS WITH ELECTROHYDRAULIC INJECTORS HAVING A COMBINED LOCKING. MATHEMATICAL MODEL AND A BLOCK-DIAGRAM OF CALCULATION

The results of creating a calculation program of injection by direct fuel system with electrohydraulic injectors having a combined locking are presented.

**Keywords:** fuel system, electrohydraulic injector, combined locking, mathematical model, block-diagram.

Известно, что в традиционных дизельных топливных системах непосредственного действия характеристика впрыскивания определяется профилем кулачка, а к основным факторам, от которых зависит ее вид, относятся объем системы и скжимаемость топлива. Чтобы расширить число этих факторов и, следовательно, возможности управления процессом впрыскивания, в ВГЛТА обычную (серийную) форсунку заменили специально разработанной электрогидравлической (см. "АП", 2009, № 6). Благодаря ей на процесс впрыскивания топлива теперь можно влиять не только путем изменения профиля кулачка, но и регулированием моментов открытия и закрытия перепускного клапана, усилия пружины и хода иглы до подвижного упора форсунки, давления гидрозапирания в момент закрытия перепускного клапана, остаточного давления в подводящем топливопроводе и т. д.

Как показали эксперименты, такое решение вполне себя оправдало, и есть все основания утверждать, что новую форсунку можно и нужно применять на всех

новых и серийно выпускаемых отечественных дизелях. Но для этого, естественно, топливную систему каждого из них необходимо оснащать своим вариантом электрогидравлической форсунки. Иначе говоря, параметры форсунки нужно "подогнать" к каждой конкретной модели или модификации дизеля. Как это делается, рассмотрим на примере дизеля ДМ21А (6Ч21/21).

В общем случае математическое описание процесса впрыскивания содержит три уравнения: баланса топлива в различных полостях; перемещения иглы форсунки; расхода топлива через ее распылитель.

Баланс топлива в полости перед запирающим конусом иглы дает формулу № 1 (табл. 1).

Первый ее член,  $\alpha V \frac{dp_\phi}{dt}$ , характеризует количество топлива, остающегося в полости  $V$  под иглой выше запирающего конуса в сжатом состоянии (подсчитывается по формуле № 2). Причем величина  $V$  зависит от положения клапана и значения ступенчатой функции  $K_{102}$ : когда перепускной клапан форсунки открыт,  $K_{102} = 1$ ,  $V = V_\phi + V_{\text{г.з.}}$ ; а когда закрыт,  $K_{102} = 0$ ,  $V = V_\phi$ . Второй член,  $f_n C_n$ , характеризует секундную подачу топлива в полость  $V$ ; третий — секундный его расход через проходное сечение под запирающим конусом иглы: при открытом перепускном клапане  $K_{100} = 0$ ,  $p_\phi = p_{\text{г.з.}}$ ; а при закрытом клапане  $K_{100} = 1$ ,  $p_\phi \neq p_{\text{г.з.}}$ ; четвертый — скорость изменения объема полости  $V$  (насосное действие дифференциальной площадки иглы): при подъеме иглы  $V = V_\phi$  увеличивается, давление в полости  $V_\phi$  уменьшается, а при ее опускании пере-

puskной клапан открыт,  $V_\phi$  и  $V_{\text{г.з.}}$  составляют единый объем. Насосное действие под иглой выше запирающего конуса увеличивает давление  $p_\phi = p_{\text{г.з.}}$ , а над иглой — уменьшает его. И так как площадь сечения иглы по ее прецизионной части ( $f_u$ ) больше дифференциальной

площадки ( $f_u - f'_u$ ), выражение  $-(f_u - f'_u) \frac{dY_u}{dt}$  приобретает вид  $+f'_u \frac{dY_u}{dt}$ , а насосное действие иглы приводит к уменьшению давления в полости  $V = V_\phi + V_{\text{г.з.}}$ .

Пятый член формулы № 1 характеризует объемную скорость топлива, условно выходящего из полости  $V$  на сливы. Коэффициент  $K_{103}$  определяет процесс отсечки: при  $K_{103} = 0$  отсечки нет; при  $K_{103} = 1$  косая регулирующая кромка плунжера начинает открывать сливное отверстие. Площадь проходного сечения на сливе ( $f_{\text{сл}}$ ) определяется как часть площади круглого сливного отверстия, открываемого косой регулирующей кромкой плунжера (рис. 1): когда  $\alpha < 180^\circ$ , проходное сечение сливного отверстия гильзы плунжера рассчитывается как площадь ( $f_{\text{сегм}}$ ) сегмента (формулы № 3, 4, 5 и 6). Связь между текущим значением хода у плунжера, радиусом  $r$  сливного отверстия гильзы плунжера, величинами угла  $\alpha$ , образующего проходное сечение, и угла  $\beta$  наклона регулирующей кромки характеризуется формулой № 7, а текущее значение угла  $\alpha/2$  определяется по формуле № 8. Когда  $\alpha > 180^\circ$ , проходное сечение сливного отверстия ( $f_{\text{сл}}$ ) гильзы плунжера рассчитывается как разность между площадью круга, имеющего радиус  $r$ , и площадью ( $f_{\text{сегм}}$ ) сегмента (формулы № 9 и 10).

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\alpha(V_\phi + K_{102}V_{\text{г.з.}})\frac{dp_\phi}{dt} = f_n C_n - K_{100}\mu_u f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_\phi - p_c} - (f_u - f'_u) \frac{dY_u}{dt} - K_{103}\mu f_{\text{сл}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_\phi - p_{\text{сл}}}$	$\alpha$ — коэффициент сжимаемости топлива; $V$ — объем топлива, сжимаемого в камерах распылителя; $f_n$ — площадь сечения плунжера; $C_n$ — текущее значение скорости плунжера; $\mu_u$ — коэффициент расхода проходного сечения под запирающим конусом иглы; $f$ — текущее значение площади проходного сечения под запирающим конусом иглы; $\rho$ — плотность топлива; $p_\phi$ — давление в камере распылителя выше запирающего конуса; $p_c$ — давление в сопловом канале распылителя (давления впрыскивания); $f_u$ — площадь сечения иглы форсунки по диаметру ее прецизионной части; $f'_u$ — площадь сечения иглы по посадочному диаметру; $\frac{dY_u}{dt}$ — текущее значение скорости перемещения иглы; $\mu$ — коэффициент расхода проходного сечения сливного отверстия гильзы плунжера; $f_{\text{сл}}$ — текущее значение площади проходного сечения сливного отверстия гильзы плунжера; $p_{\text{сл}}$ — давление в сливной полости ТНВД
2	$V = V_\phi + K_{102}V_{\text{г.з.}}$	—
3	$f_{\text{сегм}} = S_{\text{сект}} - S = \frac{3,14r^2\alpha}{360} - 0,5ah_a$	$f_{\text{сегм}}$ — площадь сегмента; $S_{\text{сект}}$ — площадь сектора; $S$ — площадь треугольника, вписанного в сектор; $\alpha$ — текущее значение угла сектора, образующего проходное сечение; $a$ — основание треугольника, вписанного в сектор; $h_a$ — высота треугольника

№ формулы	Формула	Примечания
4	$a = 2r\sin\frac{\alpha}{2}$	$r$ — радиус сливного отверстия гильзы плунжера
5	$h_a = r\cos\frac{\alpha}{2}$	—
6	$f_{\text{сл}} = f_{\text{сегм}} = \frac{3,14r^2\alpha}{360} - \frac{1}{2}2r\sin\frac{\alpha}{2}r\cos\frac{\alpha}{2} = \frac{3,14r^2\alpha}{360} - r^2\sin\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2} = r^2\left(\frac{3,14\alpha}{360} - \cos\frac{\alpha}{2}\sqrt{1 - \cos^2\frac{\alpha}{2}}\right)$	—
7	$\cos\frac{\alpha}{2} = \frac{r - h_{\text{сегм}}}{r} = \frac{r - h_{\text{пл}}\cos\beta}{r}$	$h_{\text{сегм}}$ — высота сегмента, образующего проходное сечение; $h_{\text{пл}}$ — текущее значение хода плунжера от начала открытия сливного отверстия; $\beta$ — угол наклона регулирующей кромки плунжера
8	$\frac{\alpha}{2} = \arccrc \frac{r - h_{\text{пл}}\cos\beta}{r}$	—
9	$f_{\text{сир}} = \frac{\pi r^2\alpha}{360} - r(h_{\text{пл}} - r)\sin\frac{\alpha}{2}\cos\beta$	—
10	$f_{\text{сл}} = f_{\text{круг}} - f_{\text{сегм}} = \pi r^2 - \frac{\pi r^2\alpha}{360} + r(h_{\text{пл}} - r)\sin\frac{\alpha}{2}\cos\beta = \pi r^2\left(1 - \frac{\alpha}{360}\right) + r(h_{\text{пл}} - r)\sin\frac{\alpha}{2}\cos\beta$	—
11	$\alpha V_c \frac{dp_c}{dt} = \mu_u f_u \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_\Phi - p_c} - \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_c - p_u} - f_i \frac{dY_u}{dt}$	$V_c$ — объем топлива, сжимаемого в сопловом канале распылителя; $\mu_c$ — коэффициент расхода через суммарное проходное сечение сопловых отверстий распылителя; $f_c$ — суммарная площадь сопловых отверстий распылителя; $p_u$ — давление газов в цилиндре
12	$V_{\text{топ.и}} = \frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_k^2)(Y_{\max} - Y_u)$	$V_{\text{топ.и}}$ — объем полости над торцом иглы по площади контакта с корпусом форсунки
13	$f_i = \pi d_k(Y_{\max} - Y_u)$	—
14	$\alpha V_{\text{топ.и}} \frac{dp_{\text{топ.и}}}{dt} = \mu f_i \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{g,3} - p_{\text{топ.и}}}$	$\frac{dp_{\text{топ.и}}}{dt}$ — первая производная давления в объеме над торцом иглы; $\mu$ — коэффициент расхода проходного сечения в полости над торцом иглы; $f_i$ — проходное сечение; $\rho$ — плотность топлива; $p_{g,3}$ — давление в гидрозапорной камере; $p_{\text{топ.и}}$ — давление в полости над торцом иглы
15	$\frac{dp_{\text{топ.и}}}{dt} = \frac{1}{\alpha(V_{\text{топ.и}} + V_{\text{топ.и.у}})} \mu f_i \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{g,3} - p_{\text{топ.и}}}$	$V_{\text{топ.и.у}}$ — условный объем
16	$\frac{d^2 Y_u}{dt^2} = \frac{K_{100} \left[ (f_i - f'_i)p_\Phi + f'_i p_c - K_{100} \left[ -f_k p_{g,3} - (f_i - f_k)p_{\text{топ}} - (-K_{101}(P_{\text{пр.и}} + C_{\text{пр.и}}(Y_u - Y_{u,g})) \right] \right]}{m_u + K_{101} \left( m_{u,y} + \frac{1}{2}m_{\text{пр}} \right)}$	$K_{100}, K_{101}$ — ступенчатые функции, принимающие на разных этапах расчета значения 1 или 0; $f_k$ — площадь канала штанги; $p_{g,3}$ — давление топлива в гидрозапорной камере после закрытия клапана; $p_{\text{топ}}$ — давление над торцом иглы, контактировавшим с корпусом форсунки при максимальном подъеме иглы; $P_{\text{пр.и}}$ — усилие от предварительного сжатия пружины форсунки; $C_{\text{пр.и}}$ — жесткость пружины форсунки; $Y_u$ — текущее значение перемещения иглы; $Y_{u,g}$ — ход иглы до подвижного упора
17	$\frac{dY_u}{dt_{i+1}} = \frac{dY_u}{dt_i} + \frac{d^2 Y_u}{dt_i^2} t$	—
18	$Y_{ui+1} = Y_{ui} + \frac{dY_u}{dt_i} t + \frac{d^2 Y_u}{dt_i^2} \frac{t^2}{2}$	—

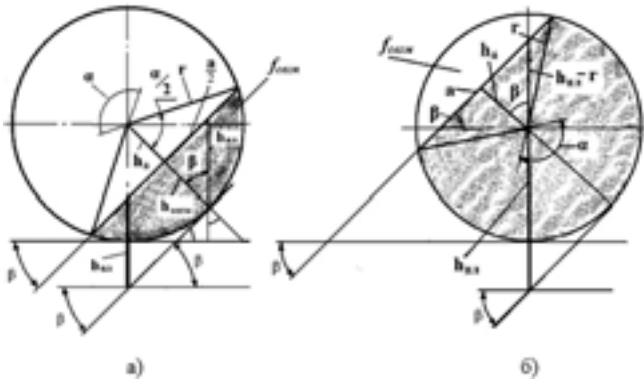


Рис. 1. Схемы для определения проходного сечения слива топлива в процессе отсечки при углах сектора меньше  $180^\circ$  (а) и большие  $180^\circ$  (б):

$r$  — радиус сливного отверстия;  $\alpha$  — текущая величина центрального угла, образующего проходное сечение;  $h_a$ ,  $a$  — высота и длина основания треугольника, вписанного в сектор с углом  $\alpha$ ;  $h_{\text{сегм}}$  — высота сегмента, образующего проходное сечение;  $h_{\text{пл}}$  — перемещение плунжера на протяжении процесса отсечки;  $\beta$  — угол наклона регулирующей кромки плунжера

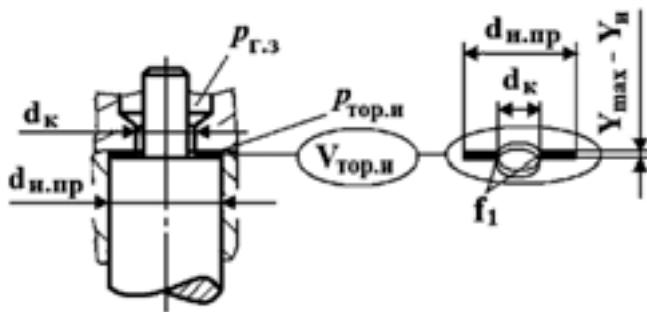


Рис. 2. Схема для определения давления над торцом иглы при ее отрыве от корпуса форсунки

Баланс топлива в сопловом канале распылителя дает формула № 11.

Первый ее член характеризует количество топлива, остающегося в сопловом канале (полости  $V_c$ ) в сжатом состоянии; второй — секундное количество топлива, поступающего туда; третий — объемную скорость топлива, выходящего из этого канала; четвертый — скорость изменения его объема, т. е. насосное действие иглы.

У рассматриваемой, как и у всех других гидрозапорных форсунок, в процессе движения иглы ее площадь, на которую действует топливо со стороны гидрозапорной камеры, изменяется. Когда она находится на основном упоре, топливо из объема  $V_{\text{топ.и}}$  между торцом иглы и корпусом форсунки выдавливается; а когда начинает опускаться, топливо заполняет этот объем по закону, который соответствует формуле № 12, увеличивая давление  $p_{\text{топ}}$  в нем от нуля до  $p_{\text{г.з}}$  (рис. 2). При этом значение проходного сечения  $f_1$  подсчитывается по формуле № 13.

Баланс топлива в объеме над торцом иглы по площади контакта с корпусом форсунки дает формула № 14.

Первый ее член характеризует количество топлива, сжатого в полости  $V_{\text{топ.и}}$ ; текущие значения входящей в него первой производной ( $\frac{dp_{\text{топ.и}}}{dt}$ ) давления над торцом иглы рассчитываются по формуле № 15. Для того чтобы при  $Y_i = Y_{\text{max}}$  и  $V_{\text{топ.и}} = 0$  выражение для  $\frac{dp_{\text{топ.и}}}{dt}$  имело смысл, в эту формулу введен условный объем  $V_{\text{топ.и.у}}$ , величина которого принята равной  $0,00000001 \text{ см}^3$ . Второй член формулы № 14 не что иное, как объемная скорость топлива, поступающего в полость  $V_{\text{топ.и}}$ .

Уравнения перемещение иглы форсунки — формулы № 16 (ускорение иглы), 17 (скорость ее движения) и 18 (ее перемещение).

В рассматриваемой топливной системе давление  $p_{\text{фо}}$  начала подъема форсунки определяется не только моментом начала подачи топлива секцией ТНВД, но и положением перепускного клапана форсунки. В связи с этим в формулу № 16 введена ступенчатая функция  $K_{100}$ , запускающая расчеты ускорения форсунки, а также секундного и интегрального расходов топлива через распылитель форсунки. (Если  $p_{\phi} \leq p_{\text{фо}}$ ,  $K_{100} = 0$ ; если  $p_{\phi} > p_{\text{фо}}$ ,  $K_{100} = 1$ .)

Особенностью электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием является то, что пружина начинает действовать на иглу лишь после того, как игла поднимается на величину  $Y_{\text{и.г}}$ . Ступенчатая функция  $K_{101}$  включает в расчет (или исключает из расчета) усилие пружины форсунки: при  $Y_i \leq Y_{\text{и.г}}$  величина  $K_{101} = 0$ , слагаемое  $[P_{\text{пр.и}} + C_{\text{пр.и}}(Y_i - Y_{\text{и.г}})]$  равно нулю (пружина не участвует в процессе перемещения иглы); при  $Y_i > Y_{\text{и.г}}$  величина  $K_{101} = 1$ , пружина воздействует на иглу.

Таблица 2

Этап	Условие (B) на языке программирования	Условие (B) реальное
1	Do Until DavlFors — — DavlGidrozPost > 1	$p_{\phi} - p_{\text{г.з}} > 1$
2	Do Until DavlFors — DavlIgl0 > 1	$p_{\phi} > p_{\text{фо}}$
3	Do Until IglHodPod — — IglPerem < 0,0001	$Y_i - Y_{\text{и.г}} < 0,0001$
4	Do Until IglHodOsn — — IglPerem < 0,0001	$Y_i - Y_{\text{max}} < 0,0001$
5	Do While T22 — T2 > 0,000001	$T22 - T2 > 0,000001$
6	Do While DavlIglOp < DavlIglPod	$f_{\text{и}} p_{\text{г.з.з}} + P_{\text{пр.и}} + C_{\text{пр.и}}(Y_i - Y_{\text{и.г}}) < (f_{\text{и}} - f'_{\text{и}}) p_{\phi} + f'_{\text{и}} p_c$
7	Do While DavlTorI < DavlGidroz	$p_{\text{топ.и}} < p_{\text{г.з}}$
8	Do While IglPerem > IglHodPod	$Y_i > Y_{\text{и.г}}$
9	Do While DavlFors > DavlOstat	$p_{\phi} > p_o$

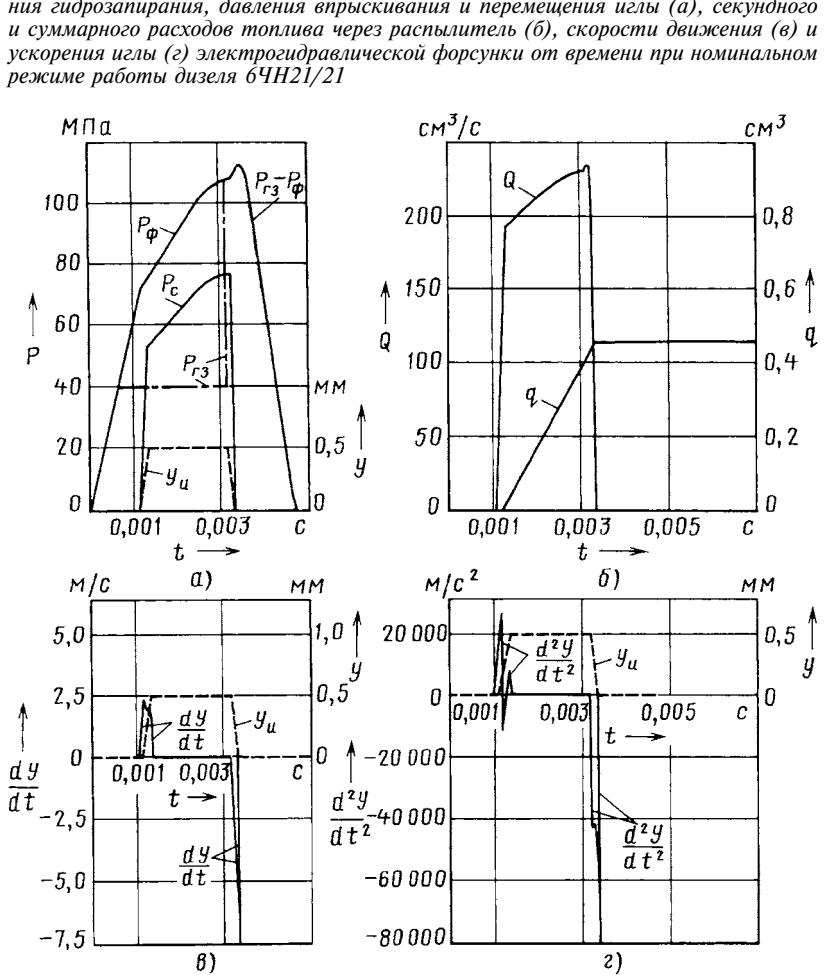
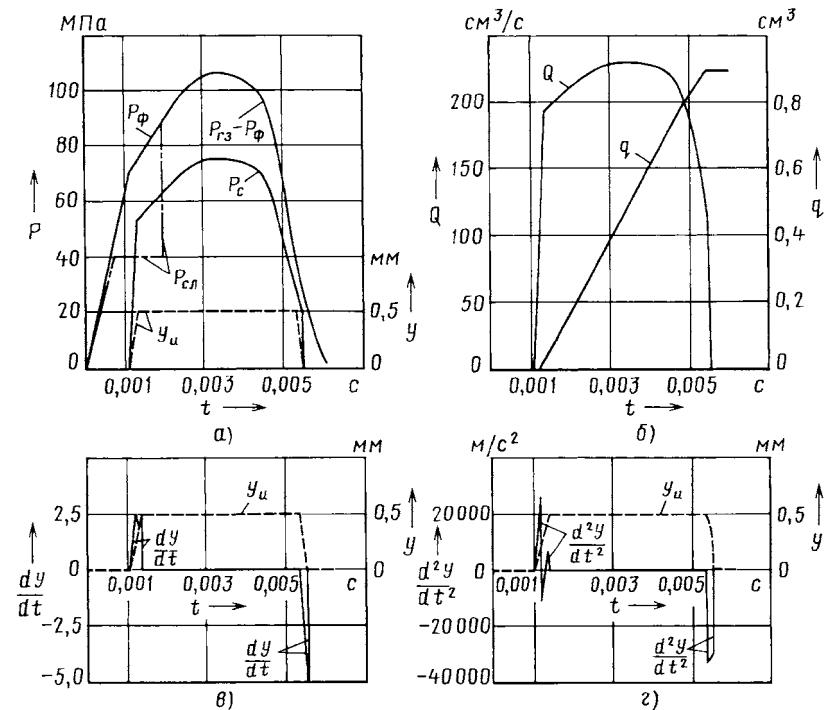
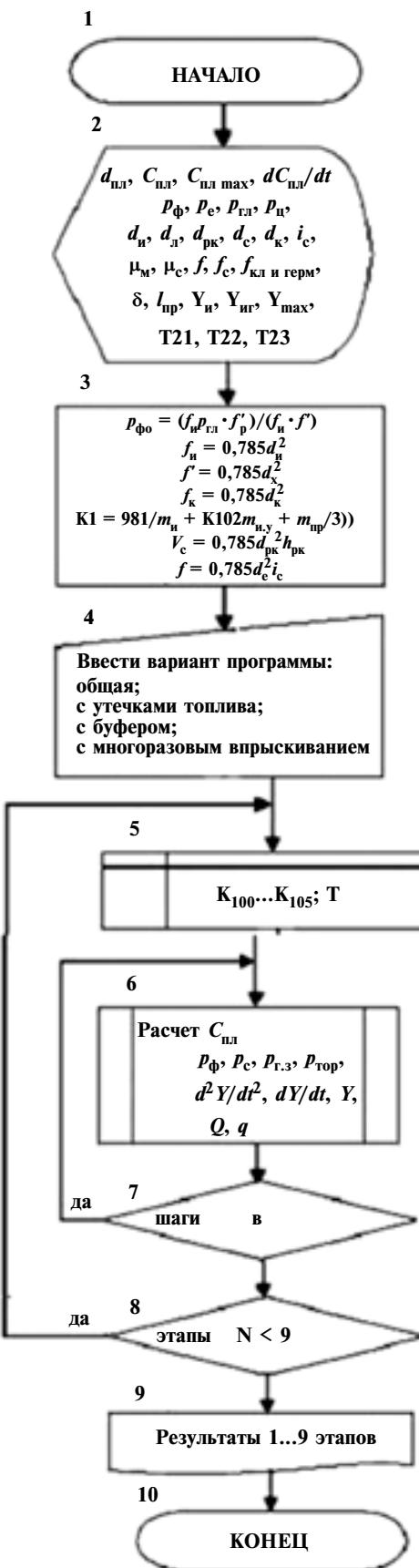


Рис. 3. Блок-схема расчета процесса впрыскивания для топливной системы непосредственного действия с электрогидравлическими форсунками, имеющими комбинированное запирание

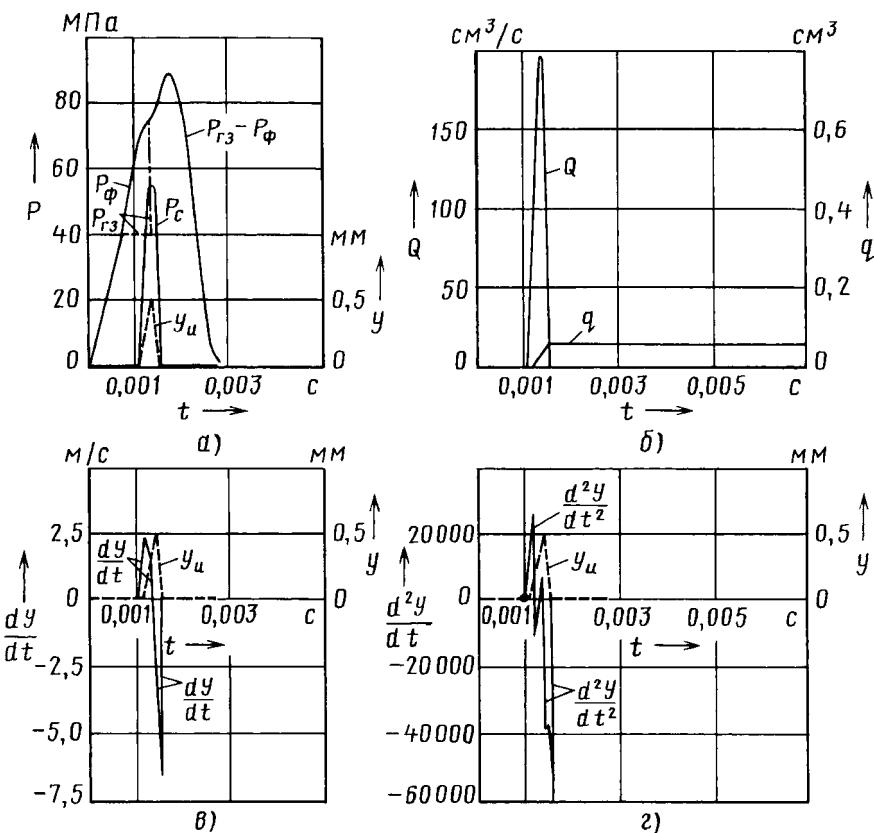


Рис. 6. Зависимость давления перед запирающим конусом иглы, давления гидрозапирания, давления впрыскивания и перемещения иглы (а), секундного и суммарного расходов топлива (б); скорости перемещения (с) и ускорения (г) иглы электрогоидравлической форсунки на режиме холостого хода дизеля 6ЧН21/21

Когда игла находится на основном упоре, площадь воздействия топлива со стороны гидрозапорной камеры определяется диаметром  $d_k$  хвостовика иглы, на который опирается штанга форсунки. При этом  $p_{top} = 0$ , двучлен  $[-f_k p_{r3} - (f_u - f_k)p_{top}]$  в формуле № 16 равен  $(-f_k p_{r3})$ . Когда игла начинает опускаться и  $p_{top}$  становится равным  $p_{r3}$ , этот двучлен равен  $(-f_u p_{r3})$ .

Блок-схема процесса расчета приведена на рис. 3, условия принятия решений (В) для окончания  $i$ -го и перехода к  $i + 1$  этапу расчета — в табл. 2, а результаты расчета — на рис. 4, 5 и 6.

УДК 621.85

## НОВАЯ РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА ДЛЯ АТС ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Д-р техн. наук Г.Д. ДРАГУНОВ,  
кандидаты техн. наук П.В. ЯКОВЛЕВ, Е.П. Гонтарев  
и А.Н. МАРТИНОВ

Южно-Уральский ГУ (351. 267-94-41),  
Челябинское высшее военное автомобильное  
командно-инженерное училище (351. 791-26-01)

*Рассматривается способ переключения передач методом изменения межцентрового расстояния. Представлена кинематическая схема переключения передач в механическом ступенчатом редукторе. Показан способ управления новой раздаточной коробкой автомобиля, "Урал-4320", внешний вид опытного образца и его продольный разрез. Приведен график сравнения динамических нагрузок в трансмиссии.*

**Ключевые слова:** автомобиль, раздаточная коробка, новая схема, переключение, нагрузка.

Dragunov G.D., Yakovlev P.V., Gontarev E.P., Martinov A.N.  
NEW TRANSFER CASE

*We consider the method of gear change in the method of spacing on centers. We present the kinematic scheme of gear in a mechanical stepped gearbox. The way of management of the new transfer case Vehicle Ural-4320, the appearance of the test sample and its longitudinal section. Is a graph comparing the dynamic loads in the transmission.*

**Keywords:** car, transfer box, new scheme, switching, load.

Переключения передач под нагрузкой или с малым временем разрыва потока мощности во время движения автомобиля — хорошо известные способы улучшения тягово-динамических свойств автомобиля. Однако в традиционных ступенчатых механических раздаточных коробках такое невозможно: в них применяется способ

переключения, требующий синхронизации частот вращения включаемых шестерен, и нет элементов, выравнивающих угловые скорости этих шестерен [1]. В связи с чем инструкции их изготовителей требуют: переключать передачи в раздаточной коробке можно только при скорости автомобиля, равной нулю [2]. Что, понятно, крайне неудобно. Поэтому обеспечение возможности переключения передач во время движения автомобиля стало весьма актуальной задачей: ее решение позволит обеспечить движение полноприводного автомобиля в дорожных условиях любой сложности и более полно реализовать накопленную кинетическую энергию автомобиля, т. е. резко повысить его проходимость.

Попытки решить данную задачу предпринимались неоднократно. И, к сожалению, безуспешно. Но они позволили сделать вывод: необходим какой-то принципиально новый способ введения в зацепление шестерен, участвующих в переключении. И он найден. Суть предлагаемого способа — изменение межосевого расстояния сопрягаемых шестерен (рис. 1).

Крутящий момент ( $M_{дв}$ ) двигателя входным валом 4 через зацепления шестерен 2, 3 передается на коронную шестерню 9 межосевого дифференциала, что соответствует повышающей передаче в раздаточной коробке, или через зацепления 5, 6, 9, что соответствует понижающей передаче.

Переключение осуществляется путем увеличения межосевого расстояния  $h$  зубчатого зацепления 2, 9 и одновременного уменьшения межосевого расстояния зубчатого зацепления 6, 9. Передвижение осей 1 и 7

промежуточных шестерен 2 и 6 выполняется за счет обкатки последних по ведущим шестерням вокруг оси входного вала.

На основе этой идеи разработана экспериментальная схема новой раздаточной коробки. Она содержит (рис. 2) входной вал 1, на котором жестко установлены шестерни повышающей 2 и понижающей 3 передач. Переключаемые шестерни 5 и 12, постоянно зацепленные с шестернями ведущего вала, вращаются на осях 6 и 11, которые фиксируются в пространстве с помощью блока 4 промежуточных шестерен, способного поворачиваться вокруг оси ведущего вала на угол  $\phi$ . Коронная шестерня 9 межосевого дифференциала 7 может находиться в зацеплении с одной из переключаемых шестерен.

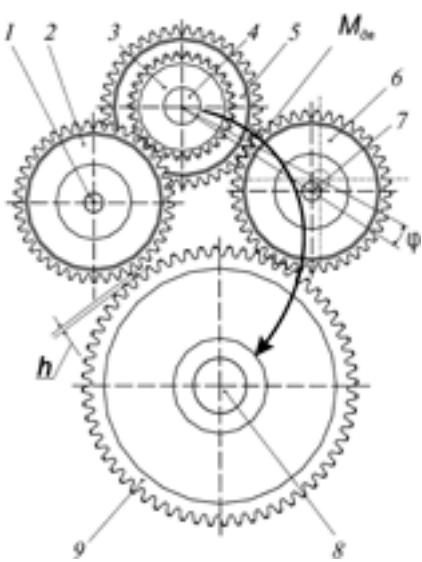


Рис. 1. Схема новой раздаточной коробки:

1 и 7 — оси шестерен промежуточного зацепления; 2 и 6 — промежуточные шестерни повышающей и понижающей передач; 3 и 5 — ведущие шестерни повышающей и понижающей передач; 4 — входной вал; 8 — выходной вал; 9 — коронная шестерня межосевого дифференциала

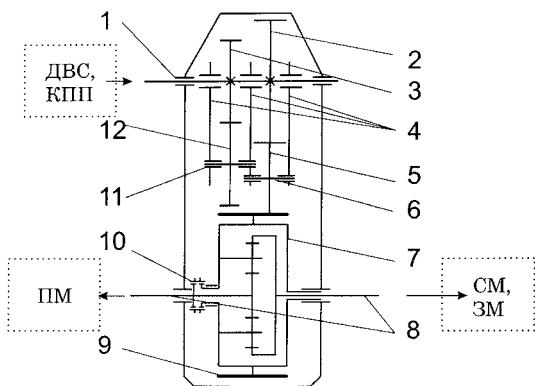


Рис. 2. Кинематическая схема новой раздаточной коробки:  
1 — входной вал; 2, 3 — ведущие шестерни повышающей и понижающей передач; 4 — блок промежуточных шестерен; 5, 12 — промежуточные шестерни повышающей и понижающей передач; 6, 11 — оси промежуточных шестерен; 7 — межосевой дифференциал; 8 — выходные валы; 9 — коронная шестерня межосевого дифференциала; 10 — муфта блокирования дифференциала

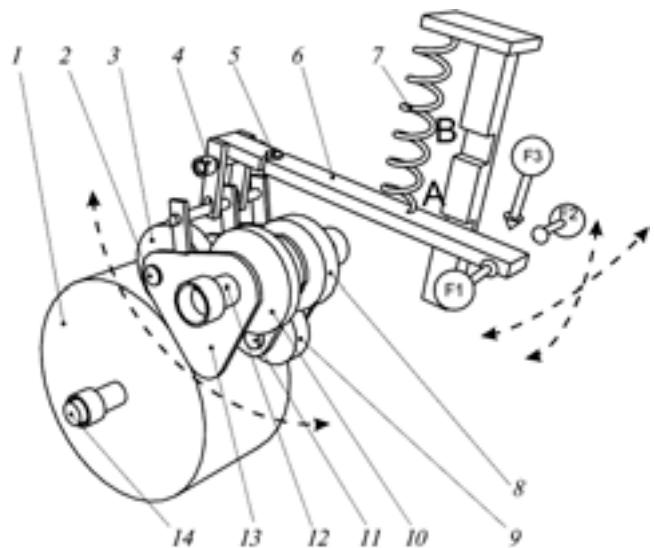


Рис. 3. Механизм переключения передач в новой коробке передач:

1 — межосевой дифференциал; 2, 11 — оси промежуточных шестерен; 3, 9 — промежуточные шестерни повышающей и понижающей передач; 4 — неподвижная ось; 5 — шарнир; 6 — рычаг управления; 7 — силовой элемент; 8, 10 — ведущие шестерни повышающей и понижающей передач; 12 — входной вал; 13 — пластина блока промежуточных шестерен; 14 — выходной вал

Крутящий момент двигателя через коробку передач и раздаточную коробку, выходные валы 8 передается на передний, средний и задний мосты АТС. Межосевой дифференциал 7 блокируется зубчатой муфтой 10.

Подвижный корпус блока 4 промежуточных шестерен может занимать три положения, из которых два крайних соответствуют полному зацеплению шестерен, повышающей или понижающей передачам, а среднее — выходу из зацепления обеих промежуточных шестерен и, соответственно, включению нейтральной передачи, необходимой для работы вала отбора мощности для привода лебедки автомобиля.

Для выбора и фиксации включенной в раздаточной коробке передачи создан (рис. 3) механизм управления, который работает следующим образом.

Переключение с повышающей на понижающую передачу — принудительное, поворотом рычага 6 управления силой  $F_2$  вокруг шарнира 5 и вывода его из паза A фиксирующего механизма; затем — поворотом этого рычага вокруг неподвижной оси 4 под действием силового элемента 7 и соответствующее перемещение (обкаткой по ведущим шестерням) блока переключаемых шестерен вокруг оси ведущего вала и ввод рычага 6 силой  $F_1$  в паз B фиксирующего механизма. При этом одна из переключаемых шестерен выходит из зацепления, а вторая, при дальнейшем повороте их блока, входит в зацепление с коронной шестерней межосевого дифференциала. То есть происходит переключение с зазором.

Обратное переключение — с помощью силы  $F_3$ .

Рассмотренная схема реализована в виде действующего макета раздаточной коробки, который максимально унифицирован с серийной коробкой. Подверглись изменению лишь шестерня низшей передачи

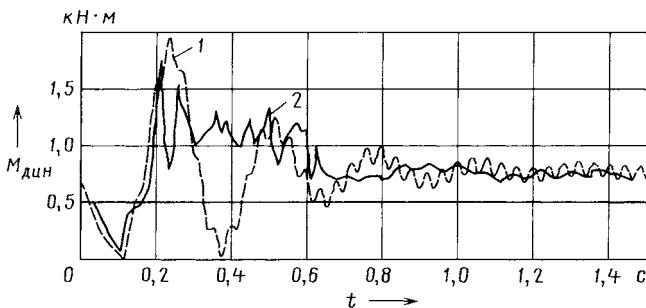


Рис. 4. Зависимость динамического момента  $M$  в трансмиссии автомобиля "Урал-4320" при силе сопротивления качению, равной 3,7 кН:

1 — трогание с места при "броске" сцепления; 2 — переключение в раздаточной коробке на пониженную передачу во время движения автомобиля

(она выполнена с внутренними шлицами и посажена на шлицы входного вала, тогда как в серийной коробке есть зубчатая муфта, которая посажена на шлицы шестерни высшей передачи), применена сдвоенная шестерня межосевого дифференциала. Претерпели изменения подшипники и их посадочные места входного и выходного валов, механизм межосевого дифференциала. Неизменными остались шестерни 10 и 11 первичного вала. Убран также промежуточный вал в сборе. Вместо него установлен корпус поворотного блока промежуточных шестерен.

Новая раздаточная коробка имеет присоединительные и межосевые размеры, аналогичные серийной, устанавливаемой на автомобиль "Урал-4320", что позволило испытать ее на этом автомобиле, передаточные числа (повышающей передачи — 1,3, понижающей —

2,15) также соответствуют передаточным числам серийной раздаточной коробки.

После испытаний автомобиля, оснащенного новой раздаточной коробкой, был проведен анализ нагруженности его трансмиссии. В результате получены (рис. 4) зависимости динамического момента  $M_{дин}$  в трансмиссии при переключении передач, которые подтверждают, что время переключения с повышающей на понижающую передачу составляет всего лишь 0,3 с. При этом, как установлено, скорость автомобиля при силе сопротивления качению, равной 3,7 кН, за это время переключения уменьшается на 10 км/ч, т. е. на 20 %. В то время как в случае серийной раздаточной коробки происходит остановка, т. е. переключение передач на ходу вообще невозможно.

Понятно, что при увеличении силы сопротивления качению процент падения скорости при переключении передач также будет расти, но и полученный результат — это, по существу, прорыв в теории и практике.

И последнее. На основании полученных в ходе исследований данных можно сделать вывод: величина динамического момента, возникающего в трансмиссии при переключении передач в раздаточной коробке, соизмерима с нагруженностью трансмиссии при резком включении ("броском") сцепления. Но такая нагруженность, как и при "броске" сцепления, разрушений деталей в трансмиссии автомобиля "Урал-4320" не вызывает.

#### Литература

- Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Учеб. для вузов / Под общ. ред. А.А. Полунгияна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 640 с.
- "Автомобили "Урал-4320-10", "Урал-4320-31" и их модификации". Руководство по эксплуатации. Миасс, 2003.

УДК 629.11.012.814

## ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПОДРЕССОРЕННОЙ МАССЫ АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВОЗМУЩЕНИИ

Д-р техн. наук А.С. ГОРОБЦОВ, Д.А. МИРОШНИЧЕНКО

Волгоградский ГТУ (8.8442. 24-81-31)

*Рассматривается метод представления характеристик случайных колебательных процессов в виде эквивалентной формы колебаний. Приведен пример визуализации пространственных форм различных колебаний кузова автомобиля ВАЗ 2110 на некоторых частотах. Даны рекомендации по применению данного метода.*

**Ключевые слова:** пространственные колебания, метод, визуализация.

Gorobtsov A. S., Miroshnichenko D. A.

SPATIAL VARIATION OF THE CAR SPRING MASS FOR RANDOM PERTURBATIONS

*Consider one of the methods of presentation characteristics of random vibration processes. An example of visualization of spatial forms of various body movements VAZ-2110 car at certain frequencies. Given recommendations on the application of this method.*

**Keywords:** spatial variation, method, visualization.

Проанализировать результаты компьютерного моделирования колебаний многомерных нелинейных механических систем, в том числе автомобиля, при случайному возмущении зачастую довольно сложно,

поскольку собственные частоты и формы колебаний таких систем, как правило, не соответствуют частотам и формам колебаний, возбуждаемым при действии реального возмущения. Поэтому разработкой приемлемых для практики методов представления характеристик случайных колебательных процессов занимаются многие специалисты.

Но все эти методы весьма трудоемки и не всегда убедительны. Рассматриваемый ниже метод, который автор назвал методом визуализации пространственных форм колебаний на выбранных резонансных пиках или частотах графиков спектральных плотностей процессов, думается, должен заинтересовать специалистов.

Этот метод состоит в том, что визуализация форм вынужденных колебаний при случайному возмущении основывается на построении автоспектров [1] с помощью формулы

$$C_{kk}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \gamma_{kk}(t) e^{-i2\pi f t} dt,$$

где  $C_{kk}(f)$  — автоспектр;  $f$  — частота;  $\gamma_{kk}(t)$  — автоковариационная функция;  $t$  — время;  $k$  — номер процесса.

Кроме того, он использует взаимные спектральные характеристики обобщенных координат тел, входящих в следующую математическую модель:

$$C_{kk}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \gamma_{km}(t) e^{-i2\pi f t} dt = \alpha_{km}(f) e^{+i\phi_{km}(f)},$$

в которой  $C_{km}(f)$  — взаимный спектр,  $f$  — частота,  $\gamma_{km}(t)$  — взаимная ковариантная функция,  $t$  — время,  $k$  — номер первого процесса,  $m$  — номер второго процесса,  $\alpha_{km}(f)$  — амплитуда,  $\phi_{km}(f)$  — фаза, рассчитываемая по формуле  $\phi_{km} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im} C_{km}(f)}{\operatorname{Re} C_{km}(f)}$ , где

$\operatorname{Im} C_{km}(f)$  и  $\operatorname{Re} C_{km}(f)$  — мнимая и вещественная части взаимного спектра.

Взаимные спектральные характеристики и фаза строятся по отношению к одной координате выбранного базового тела, а затем по значениям фазы и автоспектров координат всех тел — форма вынужденных колебаний. При этом за амплитуду колебаний принимается значение соответствующего автоспектра на выбранной частоте.

Полученная таким образом форма визуализируется как и обычная линейная форма колебаний, но только с учетом фазового сдвига перемещений.

При визуализации форм колебаний движения тел по всем шести координатам принимаются гармоническими с частотой  $f$  и амплитудой, пропорциональной модулю автоспектра. Фаза каждого гармонического процесса равна фазе взаимного спектра данного процесса и процесса некоторой базовой точки.

В качестве примера рассмотрим визуализацию форм колебаний по результатам моделирования движения автомобиля ВАЗ-2110 по случайному профилю, выполненному в ПК ФРУНД [2] (см. также "АП", 2005, № 2), в качестве которого возьмем ровный бульдожник. Скорость движения автомобиля примем равной 40 км/ч,

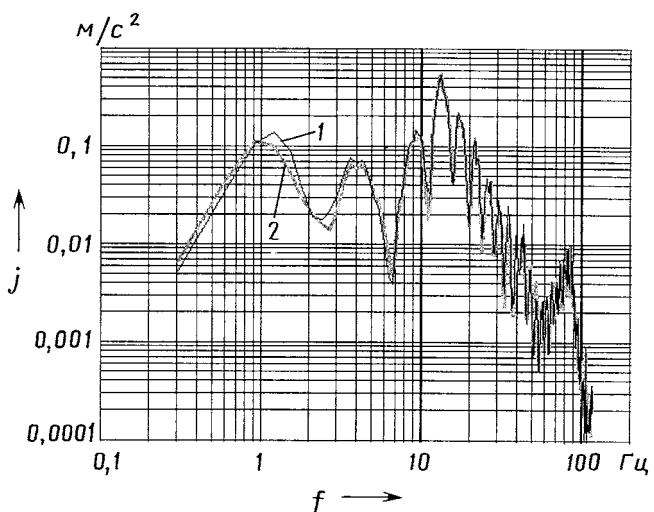


Рис. 1. Спектр вертикальных ускорений под сиденьем водителя:  
1 — базовые настройки подвески; 2 — жесткость уменьшена на 30 %

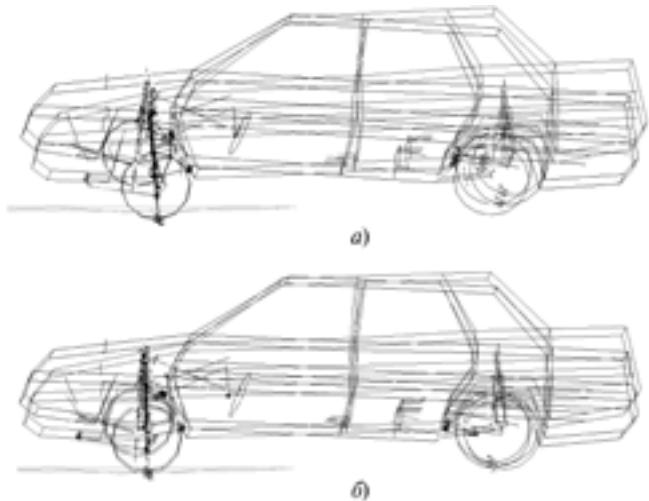


Рис. 2. Формы угловых и вертикальных колебаний для различных характеристик упругих элементов подвески (увеличено в 50 раз)

а длину реализации при моделировании — соответствующей времени движения 45 с.

Полученные при этих исходных условиях спектры вертикальных ускорений под сиденьем водителя при серийной подвеске и уменьшении ее жесткости на 30 % приведены на рис. 1 (соответственно кривые 1 и 2). Он подтверждает, что низкочастотный пик колебаний для серийной подвески соответствует частоте 1,2 Гц, а для подвески с уменьшенной жесткостью упругого элемента — значительно меньшей частоте.

С помощью этого довольно простого метода можно делать многое. В частности, решать такую важную с практической точки зрения задачу, как определение влияния небольших изменений жесткостей С передней и задней подвесок автомобиля на низкочастотные его колебания.

Пример ее решения приведен на рис. 2, а, б, где показаны формы колебаний автомобиля ВАЗ-2110 на частотах 1,2 и 1,05 Гц при различных, но одинаковых для обеих частот характеристиках упругого элемента. (Формы колебаний построены по реализациям ускорений.)

Как видим, на частоте 1,8 Гц при различных характеристиках упругого элемента возникает резонанс по угловым колебаниям, а на частоте 1,2 Гц при базовом варианте подвески (см. рис. 2, а) присутствуют как вертикальные, так и угловые колебания (автомобиль "галопирует"). При уменьшении жесткости подвески на 30 % на низкочастотном пике ее колебаний имеют место преимущественно вертикальные колебания (см. рис. 2, б), а угловые уменьшаются в ~3 раза.

## Литература

- Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложения. Ч. 2. — М.: Мир, 1971.— С. 104—105.
- Тольский В.Е., Горобцов А.С., Воеводенко С.М. Современные методы проектирования автомобиля. Проблемы и пути их решения // Автомобильная промышленность. 2008. № 10. С. 34—36.

# О РАСЧЕТЕ СИЛ ТРЕНИЯ

А.А. ЖАЛНЕНКОВ

Муромский институт Владимирского государственного университета (8.49234. 3-71-75)

*Рассмотрены математические основы сил трения контактирующих поверхностей. Проведенные теоретические исследования позволили выявить составляющие силу трения и влияющие на нее параметры.*

**Ключевые слова:** контакт, трение, сила, математическая модель, моделирование, процесс, шероховатость поверхности, вязкость.

Zhalnenkov A.A.

## ABOUT CALCULATION OF FORCES OF A FRICTION

*Mathematical bases of forces of a friction of contacting surfaces are considered. The carried out theoretical researches have allowed to reveal friction making force and parameters influencing it.*

**Keywords:** contact, friction, force, mathematical model, modeling, process, surface roughness, viscosity.

Трение — сложный с позиции динамического моделирования процесс механического и молекулярного взаимодействия контактирующих поверхностей при их проскальзывании относительно друг друга. И это сдерживает поиск общих теоретических закономерностей при расчетах сил сопротивления (трения). В итоге все наиболее известные законы внешнего (сухого) и внутреннего (вязкого) трения Амонтона—Кулона, Ньютона—Петрова и Дерягина являются, по сути, эмпирическими. Иначе говоря, динамика пар трения до сих пор остается, в общем-то, малоизученной областью трибологии [1]. Поэтому любое новое предложение в области трения должно представлять как теоретический, так и практический интерес для специалистов.

Одно из таких предложений рассматривается ниже. Его суть — считать структуру контакта в паре трения дискретной. Оно, на взгляд автора, позволяет предложить нетрадиционный метод расчета силы трения между двумя поверхностями, который основан на суммировании сил, возникающих на отдельных площадках касания трущихся поверхностей (формула № 1 в таблице).

Исходя из этого и ориентируясь на положения, изложенные в работе [2], силу  $T$  трения можно представить в виде суммы сопротивлений, возникающих на площадках молекулярного ( $S_{\phi,\text{мол}}$ ) и механического ( $S_{\phi,\text{мех}}$ ) взаимодействия (формула № 2).

Специальные теоретические исследования, проведенные Б.В. Дерягиным, а также ряд экспериментов, выполненных автором статьи,

позволили выявить, что  $\tau_{\text{мол}}$  может быть подсчитано по формуле № 3, а  $\tau_{\text{мех}}$  — по формуле № 4. В итоге

формула № 2 принимает вид формулы № 5.

Входящие в нее величины  $S_{\phi}$  зависят от тангенса гладкости и механических свойств (способности отдельных выступов сжиматься) поверхностей трения. И если принять, что между ними имеется постоянное соотношение (что близко к реальной кривой опорной поверхности), то можно записать формулу № 6, а после некоторого ее преобразования и, учтя, что  $q = N/S_{\phi}$ , — формулу № 7, которую можно назвать обобщенным законом трения.

Определение  $S_{\phi}$  как функции нагрузки  $N$  представляет самостоятельную задачу, которая при учете

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\tau_{\Sigma} = \Sigma \tau \Delta S_{\phi}$	$\tau$ — удельная сила трения, т. е. сила, возникающая на единице $\Delta S_{\phi}$ площади трения
2	$T = \tau_{\text{мол}} S_{\phi,\text{мол}} + \tau_{\text{мех}} S_{\phi,\text{мех}}$	$\tau_{\text{мол}}, \tau_{\text{мех}}$ — соответственно удельные силы, возникающие из-за молекулярного и механического взаимодействия материалов пары трения
3	$\tau_{\text{мол}} = A_1 + B_1 q$	$A_1$ — напряжение нормального молекулярного взаимодействия; $B_1$ — коэффициент, характеризующий молекулярную шероховатость поверхностей трения; $q$ — фактическое удельное давление в месте касания трущихся поверхностей
4	$\tau_{\text{мех}} = A_2 + B_2 q$	$A_2$ — сопротивление срезу при отсутствии нормальной нагрузки; $B_2$ — коэффициент, характеризующий упрочнение материала под действием сжимающей нагрузки
5	$T = (A_1 + B_1 q) S_{\phi,\text{мол}} + (A_2 + B_2 q) S_{\phi,\text{мех}}$	—
6	$T = (\alpha + \beta q) S_{\phi}$	$\alpha$ и $\beta$ — параметры, зависящие от молекулярных и механических свойств поверхности трения
7	$f = \frac{\alpha S_{\phi}}{N} + \beta$	$N$ — нормальная сила, действующая на поверхности трения
8	$S_{\phi} = \frac{N}{\sigma}$	$\sigma$ — напряжение пластического течения материала поверхности трения
9	$f = \frac{\alpha}{\sigma} + \beta = \text{const}$	—
10	$f = \frac{\tau}{H} + \beta$	—
11	$S_{\Phi\Sigma} = S_{\Phi,\text{упр}} + S_{\Phi,\text{пл}}$	$S_{\Phi,\text{пл}}$ — фактическая площадь пластического контакта; $S_{\Phi,\text{упр}}$ — фактическая площадь упругого контакта
12	$f = \frac{\alpha C}{N} + \frac{\alpha}{v H} + \beta$	—
13	$S_{\Phi} = \sqrt{\frac{2 N \operatorname{tg} \gamma}{K}}$	$\operatorname{tg} \gamma$ — тангенс гладкости
14	$f = (a + bv)e^{-cv} + d$	$a, b, c, d$ — некоторые параметры; $v, v$ — кинематические параметры

нормальных и касательных сил еще точно не решена. Но приближенно эту фактическую площадь трения можно выразить для отдельных частных случаев. Например, для пластического контакта ее дает формула № 8, откуда вытекает закон Амонтона (формула № 9).

Если пренебречь молекулярным взаимодействием, то  $\alpha$  можно считать равным сопротивлению  $\tau$  материала на срез. Параметр же  $b$  некоторые исследователи напряжения пластического течения приравнивают твердости  $H$  материала. Тогда из формулы № 9 вытекает формула № 10, которая от зависимости, предложенной Эрнстом и Мерцентом, а также Боуденом, отличается лишь отсутствием постоянной.

Для упругопластического контакта фактическая площадь трения подсчитывается по формуле № 11. При этом считается, что в случае достаточно больших нагрузок  $S_{\Phi, \text{упр.}} = \text{const} = C$ , а величину  $S_{\Phi, \text{пл.}}$  в первом приближении можно считать равной  $\frac{N}{vH}$ , где  $v$  — поправочный множитель. Тогда  $f$  можно определить по формуле № 12.

Для упругого контактирования цилиндра и сферы при условии отсутствия тангенциальных сил задача решена, как известно, Герцем, и приводить ее решение здесь необходимости нет.

Для соприкосновения шероховатой плоскости с гладкой при предположении, что с возрастанием нагрузки отдельные неровности сжимаются линейно, выведены соответствующие грубые закономерности (формула № 13).

При рассмотрении отношения  $S_{\Phi}/N$  выясняется, что в зависимости от характера кривой опорной поверхности коэффициент  $f$  трения будет убывать (для очень шероховатых) или переходит через максимум (в случае гладких поверхностей). Не исключены и более сложные изменения коэффициента трения в зависимости от вида опорной поверхности.

Пользуясь обобщенным законом трения, можно получить переход коэффициента  $f$  через максимум при увеличении нагрузки и показать, что гладкие поверхности обладают большим трением, чем шероховатые.

Применимально к трению скольжения с учетом диссипации энер-

гии [3] для коэффициента  $f$  получена формула № 14. Входящий в нее параметр  $a$  слабо зависит от давления и существенно — от физических свойств материалов: он увеличивается с увеличением модуля упругости, скорости релаксации и шероховатости; параметр  $b$  зависит от вязкости материалов; параметр  $c$  является произведением декремента затухания на коэффициент вязкости. Кроме того,  $b$  и  $c$  сильно зависят от давления, потому что с его увеличением вязкость контакта возрастает.

Определение этих параметров представляет собой значительную трудность, поскольку они относятся к самому контакту, а не к каждому из труящихся материалов. Устранение этой трудности — задача дальнейших исследований.

## Литература

- Крагельский И.В. Молекулярно-механическая теория трения. Вторая Всесоюзная конференция по трению и износу в машинах. Доклады, т. III. Изд. АН СССР. 1949 г.
- Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка (пер. с англ.) // М.: Машгиз, 1960. — 440 с.
- Крагельский И.В., Щедров В.С. Анализ сухого трения скольжения. ЖТФ, т. XVIII, вып. 6, 1948.

УДК 629-331

# ДВИЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ТОРМОЖЕНИЯ И ОПТИМАЛЬНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПО ЕГО ОСЯМ И КОЛЕСАМ

В.Г. ЛУГИН, Н. КУДАРАУСКАС, С.В. ДЬЯЧКОВ

«Технопрестиж-21 век» (495. 515-51-92),  
Вильнюсский ТУ имени Гедиминаса (370.6. 862-24-75)

Рассматривается задача о движении автомобиля в процессе торможения и оптимальности распределения тормозных сил. Выводятся уравнения и определяются пути решения рассматриваемой задачи на основе приведенной обобщенной расчетной схемы движения тормозящего автомобиля.

**Ключевые слова:** устойчивость автомобиля, торможение автомобиля, безопасность движения автомобиля, режимы торможения, тормозной путь, коэффициент сцепления, силы трения, перераспределение силовых нагрузок.

Lugin V.G., Kudarauskas N., Dyachkov S.V.  
STABILITY OF THE CAR AT VARIOUS MODES OF BRAKING

The problem of the motion of the vehicle during braking and the optimal distribution of braking forces. Equations are derived and defined ways of solving the problem on the basis of the generalized design scheme motion retarding the vehicle.

**Keywords:** stability of the car, car braking, traffic safety of the car, modes of braking, a brake way, factor of coupling, force of a friction, redistribution of power loadings.

Одним из важнейших факторов, влияющих на устойчивость автомобиля при торможении, является, как известно, сцепление его шин (силы трения) с дорожным покрытием, характеризуемое коэффициентами сцепления (трения). И, согласно современным представлениям, данный коэффициент достигает максимального значения на тех режимах торможения, при которых колесо находится на грани скольжения по поверхности дорожного покрытия. В это время сила трения становится почти равной максимальной силе  $F_{\text{ст}}$  статического трения, а шина достигает максимального сцепления с дорожным покрытием. Отсюда очевидно, что суммарная тормозная сила (сила трения) АТС может принять максимальное значение только при условии, когда тормозные силы одновременно достигнут своего максимума на всех его колесах.

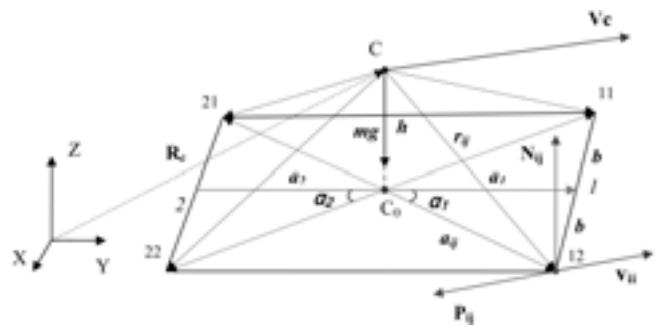
Однако практика свидетельствует: максимальные тормозные силы на всех колесах автомобиля — не всегда благо. Его устойчивость (следовательно, безопасность движения) обеспечивается не только за счет величины тормозных сил на осях и колесах, но и оптимальности их распределения. Причем второй из факторов существенно значимее первого.

Для решения задачи движения автомобиля в процессе торможения с учетом оптимизации распределе-

ния тормозных сил на колесах проанализируем различные режимы торможения и их влияние на безопасность движения.

Обычно распределение тормозных сил между колесами передней и задней осей оценивается коэффициентом  $\beta_t$  этого распределения, который подсчитывается по формуле № 1 [1, 2] (см. таблицу).

При торможении, как правило,  $P_{T1} \neq P_{T2}$ . То есть имеет место неравномерное воздействие тормозных сил колес передней и задней осей АТС. Иначе говоря, возникает явление перераспределения нормальных силовых нагрузок, действующих на колеса. И чтобы наиболее полно и точно его описать, рассмотрим упрощенную расчетную схему движения тормозящего автомобиля, приведенную на рисунке, где  $a$  — вектор, направленный из центра задней (точка 2) в центр передней (точка 1) осей, однозначно определяющий местоположение и движения автомобиля в пространстве;  $v_c$  — вектор скорости центра  $C$  масс автомобиля  $v_{ij}$  — вектор скорости точки  $ij$  автомобиля ( $i$  — номер оси: передняя —  $i = 1$ , задняя —  $i = 2$ ,  $j$  — сторона автомобиля: левая —  $j = 1$ , правая —  $j = 2$ );  $\psi$  — угол между осью  $OX$  неподвижной системы отсчета  $OXY$  и вектором  $a$ ;  $a_1, a_2$  — расстояния от центра масс автомобиля до центров передней и задней его осей;  $h$  — расстояния от центра масс автомобиля до опорной поверхности точки  $C_0$ ;  $P_{ij}$  — сила трения;  $N_{ij}$  — нормальная сила реакции дороги, действующая на  $ij$ -колесо АТС;  $r_{ij}$  — радиус-вектор, соединяющий центр масс автомобиля с точками приложения сил  $P_{ij}, N_{ij}$ ;  $a_{ij}$  —



радиус-вектор, соединяющий точку  $C_0$  с точками приложения сил  $P_{ij}, N_{ij}$ .

Движение автомобиля, которое иллюстрирует эта схема, можно записать с помощью системы линейных дифференциальных уравнений в векторной форме (формулы № 2).

Далее. Известно [3, 4], что сила трения  $P_{ij}$  всегда пропорциональна нормальным силам реакции дороги. Но ее направление зависит от скорости точки приложения сил трения ( $i, j = 1, 2$ ): если эта точка движется, то сила трения направлена против вектора скорости  $v_{ij}$ , а если находится в состоянии покоя, то против вектора внешних сил  $\bar{F}_{\text{вн}}$ , действующих на автомобиль.

Тогда формулы для сил трения запишутся в виде формул № 3, а для момента сил — в виде формулы № 4, из которой с учетом обращения в нуль первого члена и того, что изменение момента импульса ( $\dot{I}\bar{\omega}$ ) в формуле № 2 ортогонально плоскости  $OXY$ , получаем,

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\beta_t = \frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{b + h\varphi}{a - h\varphi}$	$P_{T1}, P_{T2}$ — тормозные силы на передней и задней осях; $a, b, h$ — расстояния от центра масс автомобиля до передней, задней осей и до опорной поверхности
2	$\dot{\bar{R}_C} = \bar{V}_C; \quad \dot{\bar{V}_C} = \sum_{i,j=1}^2 \bar{P}_{ij}/m; \quad \dot{\bar{\psi}} = \bar{\omega}; \quad \dot{\bar{I}\bar{\omega}} = \bar{M};$ $\bar{M} = \sum_{i,j=1}^2 ([\bar{r}_{ij}, \bar{N}_{ij}] + [\bar{r}_{ij}, \bar{P}_{ij}])$	$m$ — масса автомобиля; $R_C$ — радиус-вектор центра его масс; $M$ — момент сил, действующих на автомобиль относительно его центра масс; $I$ — центральный момент инерции автомобиля
3	$\bar{P}_{ij} = \begin{cases} -N_{ij}\varphi_{ij}\bar{v}_{ij}/ \bar{v}_{ij} , & \text{если } \bar{v}_{ij} \neq 0 \\ -\min(N_{ij}\varphi_{ij}  \bar{F}_{\text{вн}} ) \bar{F}_{\text{вн}} /  \bar{F}_{\text{вн}} , & \text{если } \bar{v}_{ij} = 0, \bar{F}_{\text{вн}} \neq 0 \\ 0, & \text{если } \bar{v}_{ij} = 0, \bar{F}_{\text{вн}} = 0 \end{cases}$	$\bar{v}_{ij} = \bar{V}_C + [\bar{\omega}, \bar{r}_{ij}]; \varphi_{ij}$ — коэффициенты сцепления шин с опорной поверхностью; $\bar{r}_{ij} = \bar{h} + \bar{a}_{ij}$
4	$\bar{M} = \sum_{i,j=1}^2 ([\bar{h}, \bar{N}_{ij}] + [\bar{a}_{ij}, \bar{N}_{ij}] + [\bar{h}, \bar{P}_{ij}] + [\bar{a}_{ij}, \bar{P}_{ij}])$	—
5	$\dot{\bar{I}\bar{\omega}} = \sum_{i,j=1}^2 [\bar{a}_{ij}, \bar{P}_{ij}]; \quad 0 = \sum_{i,j=1}^2 ([\bar{a}_{ij}, \bar{N}_{ij}] + [\bar{h}, \bar{P}_{ij}])$	—
6	$\bar{a}_{ij} = ((-1)^j b, (-1)^{i-1} a_i, 0); \quad \bar{N}_{ij} = (0, 0, N_{ij}); \quad \bar{P}_{ij} = (P_{xij}, P_{yij}, 0)$	—

что соотношение для  $\dot{I}_{\bar{\omega}}$  распадается на два уравнения (формула № 5). Первое из них характеризует изменение угловой скорости  $\bar{\omega}_0$  автомобиля под действием сил трения, второе вместе с соотношением  $m\bar{q} = \sum \bar{N}_{ij}$  показывает, что движение автомобиля осуществляется в плоскости  $OXY$  и во время торможения определяет перераспределение силовых нагрузок на его колеса.

Таким образом, формулы № 2, 3 и 5 представляют собой систему дифференциальных уравнений с разрывными правыми частями и полностью определяют движение данной механической системы (автомобиля) в пространстве.

Задавая начальные условия для координат, скорости центра масс автомобиля, угла между неподвижной осью  $OX$  и вектором  $a$  и угловой скорости автомобиля ( $\bar{R}_{C_0}, \bar{v}_{C_0}, \psi_0, \bar{\omega}_0$ ), получаем задачу Коши.

Система дифференциальных уравнений № 2 и 5 и соотношения для  $\bar{v}_{ij}$  и  $m\bar{q} = \sum \bar{N}_{ij}$  с соответствующими выбранными начальными условиями может быть проинтегрирована численно, например, с помощью метода Рунге–Кутта.

Силу сцепления колеса с дорожным покрытием в условиях неполноты и ограниченности информации можно определить с помощью экспертных оценок на основе применения процедуры нечеткой логики.

Сказанное выше — общая постановка задачи движения автомобиля в процессе торможения в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 1. При расчетах математическую модель (начальные условия, краевые условия, уравнения и выходные результаты) целесообразно представить в виде, удобном для последующего составления вычислительного алгоритма (программы) либо для вычислений с помощью общеизвестных программных сред (Mathead, Matlab). Но независимо от способа, решая уравнения № 5 и  $m\bar{q} = \sum \bar{N}_{ij}$ , получаем зависимости нормальных сил реакции дороги  $\bar{N}_{ij}$ , а также перераспределения силовых нагрузок от параметров автомобиля и коэффициентов сцепления колес с дорожным покрытием. Для этого достаточно записать вторую из формул № 5 в системе координат, жестко связанной с автомобилем, где центр системы координат совмещен с центром масс автомобиля (точка  $C$ ), ось  $oy$  ориентирована по направлению вектора  $a$ , а ось  $oz$  перпендикулярна опорной поверхности.

При таком подходе компоненты векторов  $\bar{a}_{ij}, \bar{N}_{ij}, \bar{P}_{ij}$  дают формулы № 6.

Раскрывая векторные произведения во второй формуле № 5, получим выражения для компонент  $M_x$  и  $M_z$

(формулы № 7), а принимая во внимание формулы № 3 и  $m\bar{q} = \sum \bar{N}_{ij}$  — перераспределение силовых нагрузок  $\bar{N}_{ij}$  в процессе торможения автомобиля в зависимости от коэффициентов  $\varphi_{ij}$  сцепления, характеризующих величину сцепления колес с дорожным покрытием, а также суммарную силу  $\sum P_{yij}$  трения, действующую на автомобиль.

Для решения проблемы оптимального распределения тормозных сил на колесах нужно рассматривать три режима торможения. Первый — тот, при котором шины колес достигают максимального сцепления с дорожным покрытием ( $F_{tr} \approx F_{cr}$ ). Второй — режим торможения без блокирования колес (при этом скольжение отсутствует, т. е. имеет место управляемое торможение) до области торможения на грани скольжения колеса, такой режим характеризуется областью изменения силы трения от нуля до силы торможения на грани скольжения колеса, т. е. в диапазоне  $0 < F_{tr} < F_{cr}$ . Но так как область изменения сил трения при управляемом торможении, находящаяся в интервале  $0 < F_{tr} < F_{cr}$ , не относится к экстренному или аварийному торможению, то к режиму управляемого торможения следует относить область изменения сил трения в пределах  $F_{ck} < F_{tr} < F_{cr}$ . Третий — режим полного блокирования колес, характеризуемый силой  $F_{ck}$  трения скольжения, которая, как свидетельствуют экспериментальные данные [2, 3], меньше силы  $F_{cr}$  статического трения на ~20 %.

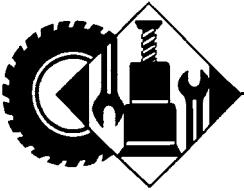
Рассмотренная расчетная модель дает возможность определить суммарную силу трения, действующую на автомобиль в зависимости от его параметров и сцепления шин с дорожным покрытием. И, кроме того, вычислить изменения координаты и скорости центра масс автомобиля, угла между неподвижной осью  $OX$  и вектором  $a$ , угловой скорости  $\omega$  и тормозного пути  $S_t$  автомобиля от времени. И, в конечном счете, анализировать зависимость выходных результатов от начальных условий движения автомобиля, параметров и величин сцепления шин с дорожным покрытием, их влияние на устойчивость и безопасность при различных режимах торможения.

## Литература

- Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1950. — 343 с.
- Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1982. — 282 с.
- Пэнлеве П. Лекции о трении. — М.: Гостехтеориздат, 1954. — 316 с.
- Лурье А.И. Аналитическая механика. — М.: Физматгиз, 1961. — 824 с.

## ВНИМАНИЕ!

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



# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.113.017

## СИСТЕМА ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ ОБ ОПАСНОСТИ ВЫБРАННОГО ИМ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ

Д-р техн. наук И.В. ХОДЕС, О.Б. РИГИН, П.В. БОТВИНКИН, В.Н. КНЯЗЕВ,  
Нгуен Тхе Ман

Волгоградский ГТУ(8442. 23-00-76), ВАП "Волжанин" (8. 8443. 58-76-23)

Для водителей, особенно перевозящих пассажиров, ценные грузы, уникальное оборудование, необходима бортовая компьютерная система предупреждения, которая заблаговременно информировала бы об опасности воспроизведенного режима движения из-за возможной потери управляемости с учетом параметров АТС, дорожных условий, т. е. в системе водитель — автомобиль — дорога.

**Ключевые слова:** система предупреждения, автотранспортное средство, предельная скорость, система "водитель — автомобиль — дорога", психоэмоциональное состояние.

Hodes I.V., Rigin O.B., Botvinkin P.V., Knyazev V.N., Nguen Tche Man  
SYSTEM OF THE PREVENTION OF THE DRIVER ABOUT DANGER  
OF THE REPRODUCED MODE OF MOVEMENT

*For the drivers especially transporting passengers, valuable cargoes, the unique equipment, is necessary to organise onboard computer system of the prevention which beforehand would inform on danger of a reproduced mode of movement because of possible loss of roadability with the account of parameters of automatic telephone exchange, road conditions, i.e. in system driver-car-road DCR.*

**Keywords:** prevention system, the vehicle, speed limit, the system driver-car-road, a psychoemotional condition.

Безопасность движения в условиях непрерывно возрастающей интенсификации дорожных потоков с преобладанием в них энергонасыщенных АТС приобретает все большую актуальность: чем динамичнее АТС, тем оно, несмотря на все увеличивающееся количество применяемых на нем средств пассивной безопасности, представляет собой серьезную угрозу для себя и окружающих. Причем последствия ДТП оказываются наиболее тяжелыми в самых, на первый взгляд, благоприятных условиях движения. Одно из последних подтверждений тому — лавина катастроф, в том числе с автобусами, прокатившаяся по России в августе 2009 г. Во всех этих случаях главной причиной ДТП стал человеческий фактор: водитель значительно превышает скорость в сочетании с разгоном, торможением, резкими поворотами рулевого колеса, засыпает за рулем и т. п. Другими словами, основная причина таких ДТП — психоэмоциональное и физическое состояние водителя.

В связи с этим напрашивается вывод: для водителей, особенно тех, кто занят перевозкой пассажиров, опасных или ценных грузов, уникального оборудования и т. д., необходимы бортовые средства технической поддержки активной безопасности. И прежде всего — средства, способные заблаговременно информировать его об опасности воспроизведенного режима

движения с учетом параметров АТС, дорожных условий, его собственных свойств (возраст, род занятий, эмоциональное состояние, состояние здоровья и т. п.). И надо сказать, что созданием таких устройств занимаются многие специалисты. В частности, авторы предлагаемой вниманию читателей статьи разработали два варианта решения проблемы.

Первый из них, который авторы назвали АХ1 ("Ангел хранитель"), сводится к оснащению АТС системой датчиков, выдающей в бортовой компьютер информацию о воспроизводимых режимах движения и дорожных условиях. Компьютер обрабатывает эту информацию, учитывая технические параметры и характеристики, записанные в базе данных, и определяет величину предельной скорости ( $v_{\text{пр}}$ ), которая допустима в конкретных дорожных условиях. И если фактическая скорость приближается к  $v_{\text{пр}}$ , то водителю выдается предупреждающий сигнал.

Второй вариант, АХ2, — автономное электронное устройство предупреждения, ориентируется индивидуально для водителя или его можно установить на любое АТС. Но в его базу данных необходимо предварительно вводить следующую информацию: код АТС (01 — переднеприводное, 02 — заднеприводное, 03 — полноприводное); значения его снаряженной массы  $m_{\text{сн}}$  и массы  $m_{\text{тр}}$  перевозимого им груза; габаритные его длину  $L_r$ , ширину  $B_r$  и высоту  $H_r$ ; базу  $L$  и колею  $B$ ; типоразмер шин  $B_o/H_oR_d$ ; передаточное число рулевого привода  $i_p$ ; значение вероятной скорости встречного воздушного потока  $v_w$ , высоты его центра давления  $h_w$  и др. Кроме того, перед каждой поездкой вводятся главные параметры ожидаемых условий движения — значения коэффициента  $\phi$  сцепления шин с опорной поверхностью (для сухого асфальта  $\phi = 0,8$ , для мокрого — 0,5, для снежного покрова — 0,3 и гололеда — 0,15) и коэффициента  $\psi$  дорожного сопротивления ( $\psi = 0,15$ ). То есть, по сути, те же, что и в случае АХ1. Но там они либо уже заложены, либо получаются в ходе обработки сигналов датчиков.

Однако есть и отличия. Они касаются водителя: в АХ1 характеристики водителя фиксируются автоматически с учетом их проявления по скорости, управляющим действиям при разгоне, торможении, поворота руля и др. В АХ2 — характеристики конкретного водителя получаются методом экспертной оценки. Часть этих параметров конкретного водителя постоянна (табл. 1), а часть зависит от продолжительности поездки, психического, физического его состояния, состояния внешней среды и т. д., поэтому их желательно корректировать в процессе движения (табл. 2) с периодичностью порядка 3—4 ч (например, на остановках для отдыха).

Таблица 1

Водитель			Характеристика водителя		
№	пол	профессиональная деятельность	возраст	$t_p$ , с	$\sigma_p$ , с
1	М	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. п.	18—24	0,60	0,20
2			24—35	0,50	0,17
3			35—50	0,50	0,17
4			50—60	0,80	0,26
5			60—75	1,00	0,33
6			>75	1,20	0,40
7	Ж	Работники социальной сферы, юристы, экономисты, медицинские работники, работники торговли и т. п.	18—24	0,70	0,23
8			24—35	0,60	0,20
9			35—50	0,60	0,20
10			50—60	0,80	0,26
11			60—75	1,10	0,35
12			>75	1,20	0,40
13	М	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. п.	18—24	0,60	0,20
14			24—35	0,60	0,20
15			35—50	0,60	0,20
16			50—60	0,90	0,30
17			60—75	1,00	0,33
18			>75	1,30	0,43
19	Ж	Работники социальной сферы, юристы, экономисты, медицинские работники, работники торговли и т. п.	18—24	0,75	0,25
20			24—35	0,65	0,22
21			35—50	0,65	0,22
22			50—60	0,80	0,25
23			60—75	1,20	0,40
24			>75	1,30	0,43

В обоих случаях данные параметры позволяют оценить время  $t_p$  задержки реакции водителя, среднеквадратичное отклонение  $\sigma_p$  этой задержки, точность  $\sigma_\theta$  воспроизведения поворота управляемых колес АТС с учетом экспертных коэффициентов  $\Delta K_j$  состояния водителя и, в конечном счете, выдавать значение  $v_{\text{пр}}$ , соответствующее параметрам АТС, дорожным условиям и конкретному состоянию водителя.

Таков алгоритм применения разработанных авторами устройств. Что же касается его математического обоснования, то оно сводится к следующему.

Вычисляются массогабаритные параметры АТС — его полная масса  $m$ , расстояния его центра масс от передней ( $a$ ) и задней ( $b$ ) осей, коэффициенты  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  распределения массы АТС по его осям и коэффициенты  $\lambda'$ ,  $\lambda''$  динамического распределения нормальных реакций на переднюю и заднюю оси (формулы № 1—4 в табл. 3). При этом принимается, что вероятное ускорение  $\dot{v}_a$  торможения или разгона АТС равно 0,3г.

Далее по формуле № 5 подсчитывается востребованный поворот  $\theta$  управляемых колес при прямолинейном движении с корректировкой подруливанием. Например, для автомобиля ВАЗ-2109, судя по экспериментальным данным, при передаточном числе рулевого привода 20 имеем амплитуду угла поворота на руле  $\theta_p = \pm 8^\circ$  и на управляемых колесах  $\theta_b = 0,007$  рад. Учитывая, что база этого автомобиля равна  $L = 2,46$  м, по формуле № 6 находим значение установившегося

радиуса  $R$  поворота:  $R = 2,46/0,007 \approx 350$  м. В общем случае, т. е. для АТС с базой  $L_i$ , по формуле № 7 определяем технически востребованный угол поворота  $\theta_{\text{тех},i}$  управляемых колес. Для режима же движения после предупреждающих знаков "поворот", учитывая возможное уменьшение радиуса в 2,5—3 раза, получаем  $\theta_{\text{тех},i} = 0,0071L_i$ .

После этого для варианта АХ1 компьютерной обработкой рассчитывается среднеквадратическое отклонение  $\sigma_{\text{пр}}$  угла поворота управляемых колес при пря-

Таблица 2

№ фактора	Фактор и его величина	$\Delta K_j$	$\Delta K_\Sigma = 1 + \Delta K_j$
1	Продолжительность непрерывной работы, ч:		
1.1	0—2	0	1
1.2	2—4	0,005	1,05
1.3	4—8	0,2	1,2
2	Состояние здоровья:		
2.1	Здоров	0	1
2.2	$t \leq 37^\circ\text{C}$	0,08	1,08
2.3	$t = 37,0 \div 37,5^\circ\text{C}$	0,18	1,18
2.4	$t = 37,5 \div 38^\circ\text{C}$	0,35	1,35
2.5	$t = 37,5 \div 38^\circ\text{C}$	0,35	1,35
2.6	кровяное давление, мм Нд:		
2.7	125/85	0	1
2.8	140/95	0,08	1,08
	160/100 и выше	0,15	1,15
3	Наличие алкоголя в крови, промилле:		
3.1	0,0	0	1
3.2	$\leq 0,5$ (0,5 л пива, 30 мл крепких напитков)	0,2	1,2
3.3	$\geq 0,5$ (1 л пива, 100 мл крепких напитков), управлять ТС не рекомендуется	1	2
4	Эмоциональное состояние:		
4.1	повышенная радость	0,05	1,05
4.2	угнетенное	0,1	1,1
4.3	тревога, стрессовое состояние	0,3	1,3
5	Время суток; освещенность		
5.1	светлое время, ясно	0	1
5.2	сумерки, пасмурно	0,05	1,05
5.3	ночь, ясно	0,2	1,2
5.4	туман, дождь, снег с видимостью $> 300$ м	0,5	1,5
5.5	видимость 100—300 м	0,7	1,7
5.6	видимость 40—100 м	1,2	2,2
5.7	видимость $\leq 40$ м	2	3
6	Рабочий стаж, тыс. км:		
6.1	$\leq 5$	0,8	0,8
6.2	5—15	0,3	1,3
6.3	15—30	0,2	1,2
6.4	30—50	0,1	1,1
6.5	$\geq 50$	0	1

П р и м е ч а н и е. Управлять АТС более 8 ч, при температуре  $38^\circ$  и давлении 160/100 и выше, в тревожном и стрессовом состоянии и видимости менее 40 м не рекомендуется; при стаже до 5 тыс. км управление целесообразно лишь в присутствии водителя-наставника.

Таблица 3

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\lambda_1 = \frac{b}{L} \approx 0,48$	$b$ — расстояние центра масс от задней оси; $L$ — база АТС
2	$m = m_{\text{сн}} + m_{\text{гр}}, h_a = h_{\text{сн}}$	$m$ — масса груженого АТС, $m_{\text{сн}}$ — снаряженная масса, $m_{\text{гр}}$ — масса груза
3	$\lambda_2 = \frac{a}{L} \approx 0,52$	$a$ — расстояние центра масс от передней оси
4	$\lambda' = \lambda_1 \pm \frac{\dot{v}h_a}{gL}, \lambda'' = \lambda_2 \pm \frac{\dot{v}h_a}{gL}$	$\lambda_1, \lambda_2$ — коэффициенты распределения массы АТС по его осям; $\dot{v}$ — вероятное ускорение; $h_a$ — высота центра масс АТС
5	$\theta_{\text{в}} = \theta_p / 57 i_p$	$\theta_p$ — угол поворота рулевого колеса АТС ; $i_p$ — передаточное число рулевого привода
6	$\theta_{\text{пов}} = L/R, R = L/\theta_{\text{в}}$	$R$ — радиус поворота АТС
7	$\theta_{\text{tex}_i} = 0,007L_i/2,46 = 0,00284L_i$	—
8	$R_{z01}^{\text{раз}} = \lambda_1 mg - 0,42 H_{\text{г}} B_{\text{г}} v_w \frac{h_w}{2L_i} - m \dot{v} \frac{h_w}{2L_i}$ $R_{z02}^{\text{раз}} = \lambda_2 mg - 0,42 H_{\text{г}} B_{\text{г}} v_w \frac{h_w}{2L_i} - m \dot{v} \frac{h_w}{2L_i}$ $R_{z01}^{\text{топ}} = \lambda_1 mg - 0,4 \cdot 1,05 H_{\text{г}} B_{\text{г}} v_w \frac{h_w}{2L_i} - m \dot{v} \frac{h_w}{2L_i}$ $R_{z02}^{\text{топ}} = \lambda_2 mg - 0,42 H_{\text{г}} B_{\text{г}} v_w \frac{h_w}{2L_i} - m \dot{v} \frac{h_w}{2L_i}$	$H_{\text{г}}$ и $B_{\text{г}}$ — габаритные высота и ширина; $v_w$ — суммарная скорость лобового воздушного потока; $h_w$ — высота центра давления воздушного потока; $\dot{v}$ — ускорение АТС
9	$F_{z01}^{\text{раз}} = m \dot{v} + \psi mg = mg(0,3 + \psi \lambda'')$	Передний привод, передняя ось
10	$F_{z02}^{\text{раз}} = \psi \lambda''_{\text{раз}} mg$	Передний привод, задняя ось
11	$F_{z02}^{\text{топ}} = (0,3 - \psi) mg \lambda''_{\text{топ}}$	Торможение, задняя ось; для всех вариантов привода
12	$F_{z01}^{\text{топ}} = (0,3 - \psi) mg \lambda'_{\text{топ}}$	Торможение, передняя ось, одинаково для всех вариантов привода
13	$F_{z02}^{\text{раз}} = \psi \lambda'_{\text{раз}} mg$	Задний привод, передняя ось
14	$F_{z02}^{\text{раз}} = (0,3 + \psi) mg \lambda''_{\text{раз}}$	Задний привод, задняя ось
15	$F_{z01}^{\text{раз}} = (0,15 - \psi) mg \lambda'_{\text{раз}}$	Полный привод, передняя ось
16	$F_{z02}^{\text{раз}} = (0,15 + \psi) mg \lambda''_{\text{раз}}$	Полный привод, задняя ось
17	$\Delta \theta_{\text{водид}} = \pi \theta_{\text{tex}_i}$	—
18	$K_{\text{тch}} = 1 + 0,2(m - m_{\text{сн}})/m_{\text{п}} - m_{\text{сн}}$	$m_{\text{п}}$ — полная разрешенная масса АТС
19	$\theta_{\text{ЭКВ}_i} = \sqrt{(0,0666\theta_{\text{tex}_i})^2 + (0,0666\pi\theta_{\text{tex}_i})^2 + 2\sigma_{\theta}^2 K_{\text{тch}}^2}$	$\sigma_{\theta}$ — точность воспроизведения управляемых колес
20	$\sqrt{\Phi_1^{\text{раз}}} = \sqrt{(\varphi R_{z01}^{\text{раз}})^2 - (F_{k1}^{\text{раз}})^2} / \lambda_1; \sqrt{\Phi_2^{\text{раз}}} =$ $= \sqrt{(\varphi R_{z02}^{\text{раз}})^2 - (F_{k2}^{\text{раз}})^2} / \lambda_2; \sqrt{\Phi_1^{\text{топ}}} = \sqrt{(\varphi R_{z01}^{\text{топ}})^2 - (F_{k1}^{\text{раз}})^2} / \lambda_1;$ $\sqrt{\Phi_2^{\text{топ}}} = \sqrt{(\varphi R_{z02}^{\text{топ}})^2 - (F_{k2}^{\text{раз}})^2} / \lambda_2$	—
21	$A = \sqrt{\Phi_{\min}} \frac{L_i}{m}$	—
22	$v_{\text{кр1}} = \sqrt{A/\theta_{\text{ЭКВ}_i}}$	—

№ формулы	Формула	Примечания
23	$K_{\Sigma} = 1 + \Sigma \Delta K_i$	$\Delta K_i$ — коэффициент учета состояния водителя по табл. 2
24	$\Delta v_{kp} = \frac{\sqrt{A\theta_{вод}}}{2\sqrt{\theta_{экв} + \theta_{вод}(\theta_{тех} + \theta_{вод})}}$	Ошибка в определении критической скорости по варианту AX1 и та же ошибка из-за статистических оценок ошибок управления по варианту
25	$\theta_{вод} = 2 \sqrt{\left(\frac{2\pi\theta_{тех}\sigma_{p_i}}{T_0}\right)^2 + \sigma_{\theta}^2 K_{\Sigma}}$	$\sigma_{p_i}$ и $\sigma_{\theta}$ — см. табл. 1
26	$v_{пр} = 0,77v_{kp}$	—
27	$v_{пр} = v_{kp} - 1,2\Delta v_{kp} \sqrt{\frac{\theta_{вод}}{\theta_{вод_{ид}}}} \cdot \frac{v_{kp}}{100}$	—

молинейном движении и с вероятностью  $p = 0,998$  — предельная величина их поворота:  $\theta_{пр} = \pm 3\sigma_{пр}$  при корректировке прямолинейного движения, а для случая предупреждающих знаков "поворот" при известном  $R$  его радиусе для конкретной категории дороги — угол поворота управляемых колес (формула № 7).

Затем при торможении и разгоне вычисляются нормальные реакции на осях при разгоне и торможении (формулы № 8), а также тангенциальные силы  $F_z$  тяги на мостах: для переднеприводного АТС это формулы № 9, 10 и № 11, 12; для заднеприводного — формулы № 13, 14 и № 11, 12, для полноприводного — формулы № 15, 16 и № 11, 12.

Если  $\varphi \leq 0,3 = \dot{v}/g$ , то дается сообшение-рекомендация уменьшить скорость до 30—40 км/ч и тормозить осторожно, преимущественно двигателем, но если в варианте AX1  $\dot{v}/g < 0,3$ , то следует принять  $\dot{v}/g = 0,3$ .

Далее по формуле № 17 подсчитывается неточность воспроизведения поворота колес идеальным водителем  $\Delta\theta_{вод_{ид}}$  (соответствует строке 1 в табл. 1,  $\sigma_{\theta} = 0,0015$  рад при коэффициентах  $\Delta K_j = 0$ , табл. 2). С учетом совместного проявления собственной неточности  $\sigma_{\theta}$  воспроизведения поворота колес идеальным водителем, неточности реакции технической системы груженого АТС (формула № 18) получаем эквивалентную неточность (формула № 19) в диапазоне оценки ее величины с вероятностью 0,95, т. е. в пределах ее отклонения. Потом по формулам № 20 определяются промежуточные величины  $\Phi_i$ , выбирается минимальное из полученных четырех их значений, вычисляется промежуточная величина  $A$  (формула № 21), а по формуле № 22 (с предварительной оценкой суммарного коэффициента  $K_{\Sigma}$  учета состояния конкретного водителя, которая рассчитывается по строкам табл. 1 и 2 и формуле № 23) — критическая скорость  $v_{kp}$  и ее диапазон (формула № 24), обусловленные совместно проявляемыми неточностями реакции технического средства и реального водителя (формула № 25). Для этого в табл. 1 выбирается строка, соответствующая реальному водителю, и оттуда —  $\sigma_p$  и  $\sigma_{\theta}$ , т. е. среднеквадратичные величины задержки по времени реак-

ции и неточности воспроизведения угла поворота управляемых колес. Последняя из операций — определение предельной рекомендуемой скорости по обоим вариантам AX (формулы № 26 и 27).

В качестве примера приведем результаты сопоставления предельных скоростей для идеального водителя, соответствующего строке 7 табл. 1 ( $\sigma_p = 0,23$  с и  $\sigma_{\theta} = 0,0017$  рад), и водителя, соответствующего строкам 1.3, 2.2, 3.2, 4.1, 5.2, 6.2 табл. 2, для которого  $\Sigma K_{j\Sigma} = 1 + 0,2 + 0,08 + 0,2 + 0,05 + 0,05 + 0,3 = 1,88$ . В результате получаем  $\theta_{вод1} = 0,00241$  рад;  $\theta_{вод2} = 2 \cdot 0,00241 \cdot 1,8 = 0,008676$  рад.

$$A = \sqrt{\Phi_{min}} \frac{L}{m} = 0,8 \cdot 10 \cdot 2,46 = 19,68 \text{ м/с} = 185 \text{ км/ч};$$

$$\Delta v_{kp_{вод1}} = 5,47 \text{ м/с} = 20 \text{ км/ч};$$

$$\Delta v_{kp_{вод2}} = \frac{\sqrt{19,86 \cdot 0,00876}}{2\sqrt{0,0075 + 0,00876} \cdot (0,0074 + 0,00876)} =$$

$$= 8,4 \text{ м/с} = 30,3 \text{ км/ч}; \text{ м/с} \rightarrow 30,3 \text{ км/ч};$$

$$v_{пр_{вод1}} = 185 - 1,2 \cdot 20 \cdot \sqrt{185/100} = 152 \text{ км/ч} \text{ (для идеального водителя) и } v_{пр_{вод2}} = 185 - 1,2 \cdot 20,3 \cdot 1,85 \times$$

$$\times 2,85 = 185 - 99,28 = 85 \text{ км/ч для второго водителя}$$

после четырех часов движения в болезненном подавленном состоянии, но без температуры, в сумерках, при стаже  $\leq 5$  тыс. км на участках прямолинейного движения по сухой дороге.

По варианту AX1, если в единой системе "водитель — автомобиль — дорога" на прямой предельные неточности отклонения управляемых колес технической системы составляли  $\pm 0,00746$  рад, а водителя —  $\pm 0,00246$  рад, предельная скорость составит  $v_{пр} = 0,77 \cdot 185 = 142,5$  км/ч.

Приведенные выше расчетные соотношения могут быть положены в основу алгоритма индивидуальной бортовой компьютерной системы обеспечения активной безопасности АТС. В частности, система AX2 должна быть реализована в виде устройства предупреждения индивидуального пользования для водителей, особенно склонных к переоценке своего опыта или имеющих недостаточный стаж.

# ВОССТАНОВЛЕНИЕ ТОРЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТОЛКАТЕЛЯ КЛАПАНА ГРМ

Д-р техн. наук В.И. АСТАЩЕНКО, канд. техн. наук А.И. ШВЕЕВ, Т.В. АСТАЩЕНКО, И.М. РОДЬКИН, И.А. ШВЕЕВ  
ИНЭКА (8552 39-71-40)

*Рассмотрен пример восстановления торцевой поверхности толкателя газораспределительного механизма грузовых автомобилей на основе замены изношенной части.*

**Ключевые слова:** износ, восстановление, металл, чугун, торцевая поверхность, толкатель.

Astashchenko V.I., Shveev A.I., Astashchenko T.V., Rodkin I.M., Shveev I.A.  
RESTORATION OF THE FACE SURFACE OF CAM FOLLOWER GRM

*In the article the example of a pusher face surface of trucks restoration by replacement of the worn out part is devoted.*

**Keywords:** deterioration, restoration, metal, pig-iron, face surface, pusher.

На восстановление любых изношенных деталей, в том числе и деталей газораспределительного механизма автомобильного двигателя, расходуется меньше, чем для изготовления новых, металла, электроэнергии и труда. Особенно деталей, которые выходят из строя вследствие естественного изнашивания их рабочих поверхностей, сопровождаемого незначительной (не более 0,2–0,3 % по массе) потерей металла [1]. А таких деталей, как свидетельствует ремонтная статистика, у ДВС более 95 %. Причем большинство из них выбраковывают при износе, не превышающих 0,3 мм.

Экономическая и технологическая реновация деталей привлекает тем, что заготовкой в данном случае является сама изношенная деталь, которая содержит значительный объем прошлого труда. Так, практика доказала [2], что при восстановлении 1000 двигателей на ремонтных предприятиях Татарстана экономится более 50 т высокосортного чугуна, а при восстановлении 200 тыс. тормозных колодок — до 350 т стали. В результате себестоимость большинства восстановленных деталей не превышает 10–30 % себестоимости новых.

Среди способов восстановления деталей наибольшее распространение получили различные виды механизированной наплавки, в том числе и в сочетании с поверхностной пластической деформацией; химико-термическая обработка (азотирование); объемная термическая обработка; скоростной нагрев ТВЧ с поэтапным целенаправленным охлаждением (для трубчатых деталей); термомеханическая обработка; ме-

ханическая обработка в ремонтный размер; локальная пластическая деформация изделия, нагретого до определенной температуры; дорнование [3].

Каждый из перечисленных способов, естественно, имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому при организации восстановления каждой конкретной детали всегда приходится выбирать тот из них, который дает наилучшие результаты именно в конкретном случае.

Однако дело это не из простых. Возьмем, к примеру, толкатель клапана газораспределительного механизма [4]. Его тело выполнено (рис. 1) из стали 35 "Селект". На торцевой

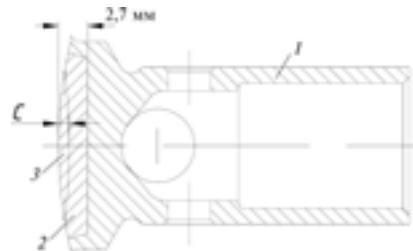


Рис. 1. Толкатель клапана:  
1 — тело толкателя; 2 — чугунная наплавка; 3 — зона износа наплавки

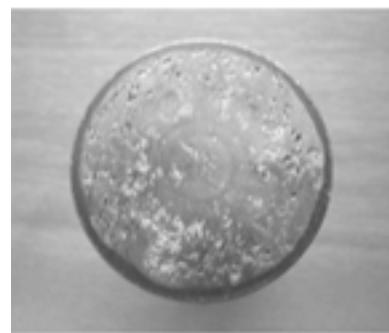


Рис. 2. Толкатель с выкрошившейся торцевой поверхностью

части толкателя наплавлен специальный чугун толщиной ~2,7 мм, в состав которого, кроме железа, входят углерод (3,1–3,4 %), кремний (2,10–2,35 %), марганец (0,5–0,65 %), хром (0,8–1,0 %), никель (0,4–0,75 %), молибден (0,4–0,6 %), сера (<0,1 %) и фосфор (<0,2 %).

К сожалению, чугун даже такого сложного состава изнашивается довольно быстро: уже после 70–73 тыс. км пробега автомобиля глубина С износа наплавки достигает 1,4–1,7 мм. Кроме того, торцевая часть толкателя подвергается и усталостному выкрашиванию (рис. 2).

И то, и другое влечет за собой не полное открытие клапана, значит, снижение коэффициента наполнения цилиндров топливовоздушной смесью и мощности двигателя. И чтобы их восстановить, клапан обычно заменяют новым, однако лучше всего восстановить толщину наплавленного слоя. Восстановление ресурса таких деталей, по сравнению с производством новых запасных частей, дает значительную экономию материальных и трудовых ресурсов, так как заготовкой является сама изношенная деталь, сохраняющая еще значительный объем прошлого труда. Сначала убираются образовавшиеся на накладке углубления или трещины. Для чего применимы шлифование или резание на токарном станке, дуговое и воздушно-дуговое резание, плазменная резка. Но следует иметь в виду, что эти методы далеко не равнозначны.

Например, шлифование — самый простой из них: для его реализации необходимо и достаточно иметь одно взаимное перемещение детали и абразивного инструмента. И никаких дополнительных операций. Однако способ приемлем лишь в слу-



C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0,32–0,4	0,17–0,37	0,5–0,8	до 0,25	до 0,04	до 0,035	до 0,25	до 0,25	до 0,08

чае, когда образовавшаяся выемка на торце толкателя невелика.

При электродуговой резке расплавленный металл удаляется из зоны резки механическим воздействием сварочной дуги и собственной силы тяжести. Этот метод достаточно универсален. Он подходит для резки низкоуглеродистых и легированных сталей, а также цветных металлов и чугуна. Но если резка выполняется металлическими электрородами в среде защитных газов, то для этого необходимо довольно сложное оборудование, а в результате метод недостаточно эффективный. В частности, металлический электрод должен иметь специальное толстое покрытие, которое при сгорании выделяет теплоту и кислород, что ускоряет процесс. Угольный же электрод науглероживает чугун, повышая его хрупкость. Кроме того,

производительность процесса в обоих случаях довольно низкая, чистота реза — тоже низкая, на нижней кромке образуются натеки.

Самый же удачный способ — совмещение электроискровой обработки и аргонодуговой наплавки. Электроискровая обработка позволяет практически полностью удалить наплавленный на торцевой поверхности толкателя чугун, оставив лишь 0,5 мм старой поверхности, и защитить рабочую зону от образования оксидов в процессе удаления старой поверхности.

Вторая операция — собственно восстановление наплавки. Здесь в качестве присадочного материала при аргонодуговой наплавке используется специальный чугун. Химический состав же стали, который в состоянии поставки должен соответствовать требованиям, приведен

в таблице. В этом случае макро- и микроструктура, а также механические свойства восстановленной наплавки будут гарантированно обеспечивать ее высокую эксплуатационную надежность.

Заключительная операция восстановления толкателя — механическая обработка наплавки под размеры по чертежу. Но здесь никаких особенностей нет. Все традиционно.

## Литература

- Акбердин Р.З. Экономическая эффективность восстановления оборудования и резервы ее повышения. — М.: Машиностроение, 1980.
- Шибаков В.Г., Панкратов Д.Л. Реновация деталей пластической деформацией. — М.: Машиностроение, 2000. — 219 с.
- Охрименко Я.М. Технология кузнечно-штамповочного производства. Учебник для вузов. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1976.— 560 с. с ил.
- Бикулов Р.А., Колесников М.С., Астащенко В.И. Наследственность строения и свойств чугуна при наплавке и термической обработке толкателей клапанов ДВС. // Автомобильная промышленность. 2009. № 4. С. 28—30.



# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 62.242;621.4313

## ИСКРОВОЕ УПРОЧНЕНИЕ ВЕРХНИХ КАНАВОК ПОРШНЯ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ДВС

Канд. техн. наук Н.Ю. ДУДАРЕВА, С.А. СОКОЛОВ

Уфимский ГАТУ (3472.72-84-05)

*Приведены методики и результаты экспериментальных исследований износстойкости верхних канавок поршней ДВС из алюминиевых сплавов, упрочненных методом искрового упрочнения. Установлено, что этот метод снижает износ поршиневой канавки, но его использование требует оптимизации свойств упрочненного слоя с целью снижения износа поршневых колец.*

*Ключевые слова:* поршень, поршиневая канавка, упрочнение, искра, алюминиевые сплавы, двигатель внутреннего сгорания.

Dudareva N.Y., Sokolov S.A.

SPARK HARDENING OF THE TOP PISTON FLUTES AS THE TOOL FOR INCREASING OF RESOURCE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

*In this paper representations techniques and results of experimental researches of wear resistance of pistons top flutes of internal combustion engine from the aluminium alloys strengthened by the method of spark hardening. It is established that this method reduces deterioration of a piston flutes. Use of this method demands optimization of properties of the strengthened layer for the purpose of decrease in deterioration of piston rings.*

*Keywords:* piston, piston flute, hardening, spark, aluminium alloys, internal combustion engine.

Поршень — одна из самых нагруженных и напряженных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ): в процессе эксплуатации он подвергается воздействию высоких температур и динамических нагрузок, возникающих при сгорании газов, а также сил трения и сил, действующих на его боковую поверхность со стороны цилиндра. Тем не менее поршни современных ДВС выполняют не из сталей, а из алюминиевых сплавов, которые, мягко говоря, не относятся к числу тех материалов, которые "жестко" противодействуют перечисленным выше нагрузкам. Все дело в том, что у алюминиевых поршней меньшая чем у стальных масса, они технологичнее в изготовлении, отличаются высокой теплопроводностью, что делает их температуру ниже, чем, например, у чугунных. В результате на их днищах образуется меньше нагароотложений, а на юбке формируется более прочная пленка смазки, благоприятно влияющая на взаимодействие поршня с зеркалом цилиндра. Наконец, алюминий не склонен к коррозии.

Но у алюминиевых сплавов есть весьма существенный недостаток — низкая износстойкость. Причем выполненные из его сплавов поршни чаще всего вы-

ходят из строя по причине изнашивания двух верхних канавок под поршневые кольца. Почему — понятно: на канавку действуют газовая сила, сила трения, возникающая при относительном перемещении кольца в канавке, и температурные нагрузки. И все это — при знакопеременном движении поршня, изменяющемся давлении газов, вибрации колец.

Так, установлено [1], что именно вибрация колец является причиной разрушения верхней торцевой поверхности канавки, а нижняя ее поверхность изнашивается под действием давления газов на такте расширения. Способствует тому и другому довольно высокая (473—523 К, или 200—250 °С) средняя температура в зоне контакта колец и канавок, а также твердые продукты коксования и абразивных частиц, попадающих в нее вместе с воздухом и топливом.

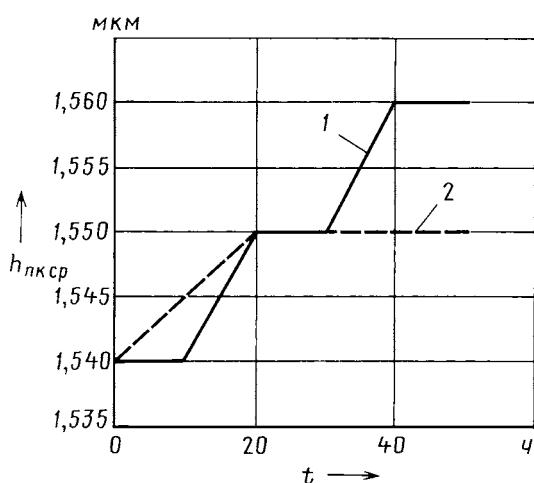


Рис. 1. Зависимость усредненных высот  $h_{\text{кан}}$  канавок поршня от способа их обработки и продолжительности моторных испытаний:

1 — традиционный способ; 2 — искровая обработка

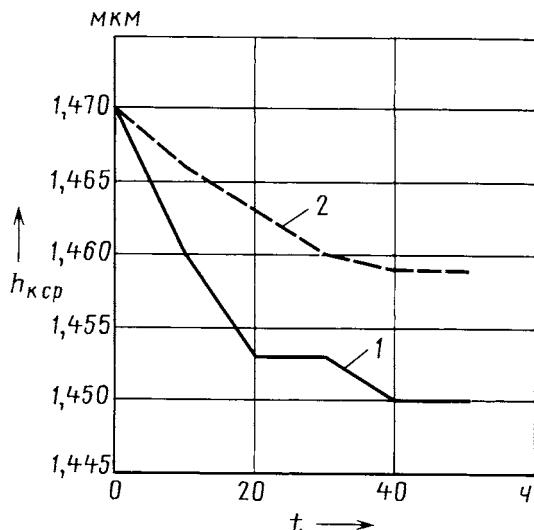


Рис. 2. Зависимость изменения усредненной высоты  $h_{\text{кол}}$  поршневых колец от продолжительности моторных испытаний и способа обработки канавок:

1 — традиционный способ обработки; 2 — искровая обработка

Чтобы повысить надежность и уменьшить износ поршней, в зоне верхней канавки обычно применяют специальные упрочняющие покрытия или износостойкие вставки [2, 3]. Однако все это довольно сложно и трудоемко. И единственное, что должно исправить сложившееся положение, — это, по мнению авторов, искровое упрочнение канавок. Тем более что уже есть и технология такого упрочнения: она разработана в Уфимском ГАТУ.

Суть ее заключается в том, что под действием искрового разряда в тонком поверхностном слое материала канавки изменяются его химический состав, структура, рельеф и механические свойства. В результате формируется модифицированный слой, который состоит из корунда ( $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ ) и обладает высокой микротвердостью. Причем слой, прочно скреплен с подложкой и характеризуется высокими механическими, износостойкими свойствами и теплостойкостью.

Что это именно так, подтверждают результаты натурных исследований. В частности, рис. 1, на котором приведен график изменения усредненной высоты канавки серийного поршня и поршня, обработанного методом искрового упрочнения, от продолжительности моторных испытаний. И аналогичный график (рис. 2) изменения усредненной высоты поршневого кольца, работающего в сопряжении с серийным поршнем, и кольца, работающего в сопряжении с поршнем, обработанным методом искрового упрочнения.

Анализируя эти рисунки, есть все основания утверждать: обработка верхних поршневых канавок методом искрового упрочнения снижает их износ. Но одновременно увеличивает износ чугунного поршневого кольца. Испытания показали, что износ серийных колец, работающих в паре с упрочненной искровым методом поршневой канавкой, увеличился в 2 раза по сравнению со случаем, когда они работают с серийным поршнем. И чтобы избежать этого, необходимо резко повышать износостойкость поршневых колец либо оптимизировать свойства упрочненной поверхности канавки.

Так что вывод напрашивается сам собой: применение рассмотренного метода выгодно даже в условиях существующего производства ДВС.

## Литература

- Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца. — М.: Машиностроение, 1979. — 271 с.
- Пат. 2060124 Россия, С 16 В 23 К 9/04. Способ обработки скжатой дугой [Текст] / Захаров Н.И., Трищенков В.В., Видясов Г.А. — № 4802137/08; заявл. 18.12.89; опубл. 20.05.96, Бюл. № 17/2000. — 3 с.
- А.с. 585006 СССР, МКИ<sup>2</sup> B23 K 11/06. Способ упрочнения и восстановления канавок [Текст] / С.М. Захаренко, А.В. Поляченко (СССР) — № 2362671/25—27; заявл. 24.05.76; опубл. 25.12.77, Бюл. № 47. — 3 с.
- Пат. 2176682 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> C 23 C14/40, B 23 H 1/02, B 23 H 9/00. Способ упрочнения поверхностей деталей [Текст] / Б.П. Рудой, Н.Ю. Дударева, Р.А. Гуняков // № 99110333; заявл. 17.05.1999; опубл. 10.12.2001, Бюл. № 34. — 3 с.

## РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ТРИЦИКЛОВ

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ, А.Е. ГАГКУЕВ, канд. техн. наук С.Х. ПЛИЕВ,  
В.Б. ТЕДЕЕВ

Горский ГАУ (8672. 53-23-04)

Приведены впервые полученные формулы для определения критических скоростей трициклов различных конструктивных схем в общем виде.

**Ключевые слова:** критическая скорость, трицикл, устойчивость, опрокидывание, занос, автомобиль.

Mamiti G.I., Gagkuev A.E., Pliev S.Kh., Tedeev V.B.  
CRITICAL SPEEDS OF TRICARS IN GENERAL VIEW

Formulas for calculation of tricar different constructive diagrams critical speeds in general view are first obtained.

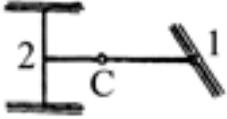
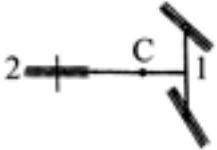
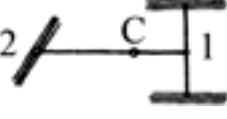
**Keywords:** critical speed, tricar, stability, overturning, skidding, automobile.

В настоящее время бурно развивается производство трициклов, к которым, кроме широко известного в нашей стране транспортного средства с передним управляемым и задними ведущими колесами, добавились машины нового конструктивного исполнения: с двумя передними управляемыми колесами и задним веду-

щим; двумя передними ведущими колесами и одиночным задним управляемым; с передним управляемым колесом и наклоняющимся кузовом. Но если для мотоциклов, в том числе мотоциклов с колясками, уже давно есть расчетные формулы, позволяющие определять их критические скорости по заносу ( $v_3$ ) и опрокидыванию ( $v_0$ ), т. е. оценивать безопасность их движения, то для трициклов таких закономерностей пока не опубликовано. Что не позволяет на стадии проектирования заложить максимально возможную потенциальную устойчивость трицикла, не допустить опрокидывания его до наступления заноса, выбрать оптимальные значения основных конструктивных параметров — базы  $L$  и колеи  $B$ , координат  $a, b, h$  — центра масс, определяющих его устойчивость.

Авторы восполняют данный пробел: они предлагают (см. таблицу) вниманию читателей расчетные формулы, дающие возможность рассчитать  $v_3$  и  $v_0$  для трицикла, выполненного по любой конструктивной схеме.

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:  $g$  — ускорение свободного падения;  $R$  — расстояние от центра поворота трицикла до его про-

Схема трицикла	№ формулы	Критические скорости по заносу $v_3$ и опрокидыванию $v_0$
С передним управляемым колесом 	1	$v_3 = \sqrt{\frac{gR[\sin\beta + \varphi_y(a + b\cos\theta)/L]}{\cos\beta}}$
	2	$v_0 = \sqrt{\frac{gR(h\sin\beta + a\sin\alpha\cos\beta)\cos\gamma}{(h\cos\beta - a\sin\alpha\sin\beta)\cos(\alpha - \gamma)}},$ где $R = L/[\tg(\theta - \delta_1) + \tg\delta_2];$ $\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L} \left( \frac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta \right); \delta_2 = \frac{mv^2 a}{2k_2 L R}; \tg\gamma = (b - R \tg\delta_2)/R; \tg\alpha = B/2L$
С двумя передними управляемыми колесами 	3	$v_3 = \sqrt{\frac{gR[\sin\beta + \varphi_y(a + b\cos\theta)/L]}{\cos\beta}}$
	4	$v_0 = \sqrt{\frac{gR(h\sin\beta + b\sin\alpha\cos\beta)\cos\gamma}{(h\cos\beta - b\sin\alpha\sin\beta)\cos(\alpha + \gamma)}},$ где $R = L/[\tg(\theta - \delta_1) + \tg\delta_2];$ $\delta_1 = \frac{mb}{2k_1 L} \left( \frac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta \right); \delta_2 = \frac{mv^2 a}{2k_2 L R}; \tg\gamma = (b - R \tg\delta_2)/R; \tg\alpha = B/2L$
С задним одиночным управляемым колесом 	5	$v_3 = \sqrt{\frac{gR[\sin\beta + \varphi_y(a\cos\theta + b)/L]}{\cos\beta}}$
	6	$v_0 = \sqrt{\frac{gR(h\sin\beta + b\sin\alpha\cos\beta)\cos\gamma}{(h\cos\beta - b\sin\alpha\sin\beta)\cos(\gamma - \alpha)}},$ где $R = L/[\tg(\theta + \delta_2) - \tg\delta_1];$ $\delta_1 = \frac{mb}{2k_1 L} \left( \frac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta \right); \delta_2 = \frac{mv^2 a}{k_2 L R}; \tg\gamma = (a + R \tg\delta_1)/R; \tg\alpha = B/2L$
С передним управляемым колесом и наклоняющимся кузовом 	7	$v_3 = R \sqrt{\frac{g[\sin\beta + \varphi_y(a + b\cos\theta)/L]}{(R - d)\cos\beta}}$
	8	$v_0 = R \sqrt{\frac{g(h_y \sin\beta + n \cos\beta) \cos\gamma}{(h_y \cos\beta - n \sin\beta)(R - d) \cos(\gamma - \alpha + \xi)}},$ где $R = L/[\tg(\theta - \delta_1) + \tg\delta_2];$ $d = [h - (ar_2 + br_1 \cos\gamma)/L] \sin\gamma; h_y = hc \cos\gamma + (ar_2 + br_1 \cos\gamma)(1 - \cos\gamma)/L;$ $\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L} \left( \frac{v^2}{R} + \psi g \sin\theta \right); \delta_2 = \frac{mv^2 a}{2k_2 L R}; \tg\gamma = (b - R \tg\delta_2)/(R - d);$ $n = (d + at\gamma + \xi b) \cos(\alpha - \xi); \tg\alpha = B/2L; \xi = r_1 \sin\gamma / \sqrt{(B/2)^2 + L^2}$

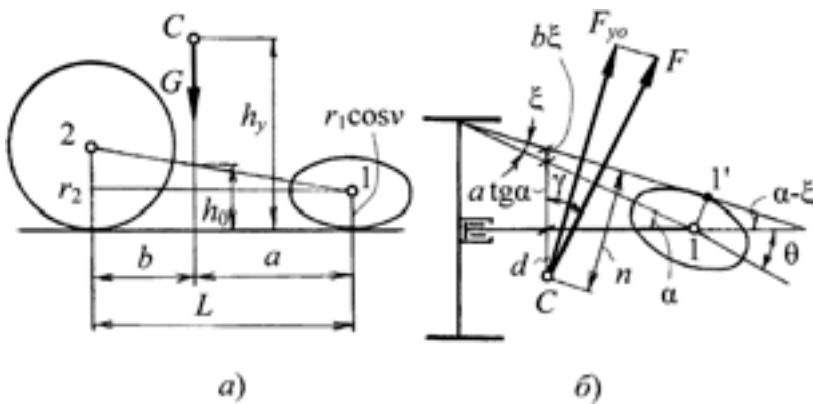


Рис. 1. Схема определения высоты расположения оси поворота кузова трицикла (а) и действия силы тяжести на плече  $n$  (б)

дольной оси;  $\beta$  — угол поперечного наклона дороги (виража);  $\varphi_y$  — коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой;  $a, b, h$  — координаты центра  $C$  масс трицикла;  $L, B$  — его база и колея;  $\theta$  — угол поворота управляемого колеса;  $\delta_1, \delta_2$  — углы бокового увода переднего и заднего колес трицикла;  $m$  — его масса;  $k_1, k_2$  — коэффициенты сопротивления боковому уводу переднего и заднего колес;  $v$  — текущая скорость трицикла;  $\psi$  — коэффициент сопротивления дороги;  $\gamma$  — угол отклонения центробежной силы инерции от нормали к горизонтальной плоскости, в которой лежит продольная ось трицикла;  $\nu$  — угол наклона его кузова;  $\alpha, \xi$  — углы, показанные на рис. 1, 2;  $r_1, r_2$  — радиусы качения переднего управляемого и задних колес;  $n$  — плечо приложения силы тяжести;  $h_y$  — плечо приложения поперечной к оси опрокидывания составляющей  $F_{yo}$  центробежной силы инерции (см. рис. 1, 2).

Как с помощью формул в таблице определить оптимальные геометрические параметры трицикла, покажем на примере трицикла с передним управляемым колесом.

Давно доказано, что в случае  $v_3/v_o < 1$  колесная машина (автомобиль, мотоцикл с коляской, трицикл) входит в занос, а если  $v_3/v_o > 1$ , то она опрокидывается. Если же отношение  $v_3/v_o = 1$ , то  $v_3 = v_o$ , т. е. критические скорости по заносу и опрокидыванию совпадают. Доказано и то, что наиболее опасным режимом движения колесной машины является движение на повороте: именно здесь в первую очередь может произойти ее занос (боковое скольжение) или опрокидывание под действием центробежной силы инерции, возникающей во время криволинейного движения.

Очевидно, чтобы обеспечить безопасное движение колесной машины, необходимо, чтобы в ее конструкцию были заложены параметры, которые бы не допускали опрокидывания до наступления бокового скольжения. Другими словами, параметры, при которых критическая скорость начала заноса была бы не больше критической скорости начала опрокидывания. То есть соблюдается условие  $v_3 \leq v_o$ . Наконец, не секрет, что занос и опрокидывание колесной машины прежде всего зависит от величины коэффициента  $\varphi_y$  попереч-

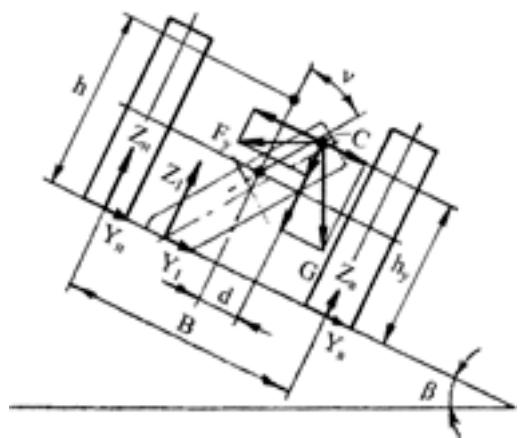


Рис. 2. Схема сил, действующих на трицикл с наклоняющимся кузовом при его движении на повороте

ного сцепления шин с дорогой, величина которого не может быть больше единицы.

Таковы общие закономерности. Они, естественно, относятся и к трициклам. Траектория движения трицикла, которая, как и для любой колесной машины, определяется не только углом  $\theta$  поворота его управляемого колеса, но и углами  $\delta_1$  и  $\delta_2$  бокового увода колес, в свою очередь, зависящие прежде всего от поперечной нагрузки, приходящейся на переднюю и заднюю оси, а также коэффициентов  $k_1, k_2$  сопротивления боковому уводу шин. Иначе говоря, зависят от углов бокового увода, которые, собственно, и определяют поворачиваемость колесной машины. Значит, подбирая шины определенной боковой эластичности, уже на стадии проектирования можно задавать поворачиваемость трицикла. Но если на нем установлены одинаковые шины, что всегда имеет место на практике, то решающую роль в формировании его поворачиваемости на стадии проектирования играет уже положение центра масс: меняя его положение, можно, в принципе, получить три варианта поворачиваемости — избыточную, нейтральную и недостаточную.

Самая нежелательная из них с точки зрения безопасности курсовой устойчивости движения — избыточная: усложняет управление трициклом. Причем эта сложность по мере увеличения скорости движения, возрастает, а при некоторой скорости, называемой критической по условиям увода, он вообще теряет управляемость: при незначительном боковом толчке и нейтральном положении управляемых колес возникает быстро нарастающий увод, приводящий к потере устойчивости при стремлении радиуса  $R$  поворота к нулю.

Схемы движения трицикла с передним управляемым колесом, имеющего различные виды поворачиваемости, приведены на рис. 3. Из него видно, что на данный показатель действительно можно влиять, как упоминалось выше, только двумя способами — перемещением центра масс вдоль продольной оси трицикла и подбором боковой эластичности шин.

С другой стороны, из расчетных формул, приведенных в таблице, вытекает: чтобы трицикл с передним управляемым колесом имел максимальную потенциаль-

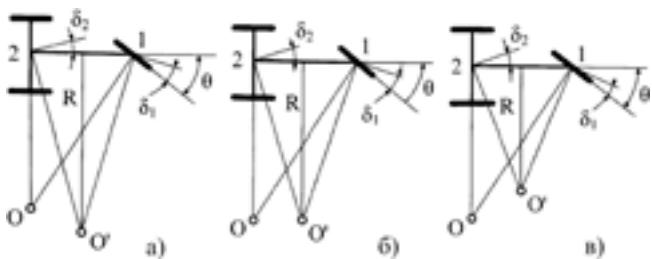


Рис. 3. Схемы движения трицикла, имеющего недостаточную (а), нейтральную (б) и избыточную (в) поворачиваемость, на повороте

ную поперечную и продольную устойчивость, его центр масс следует максимально приближать к задним колесам, т. е. должно выполняться условие  $a_{\max} = L - \phi h$  ( $\phi h = b_{\min}$  — минимальное расстояние от центра масс до задней оси, обеспечивающее устойчивость трицикла против продольного опрокидывания при разгоне); при двух же передних управляемых колесах и неуправляемом заднем центре масс должен быть, наоборот, максимально приближен к передним колесам, т. е. должно выполняться условие  $b_{\max} = L - \phi h$  ( $\phi h = a_{\min}$  — минимальное расстояние от центра масс до передней оси, обеспечивающее устойчивость трицикла против продольного опрокидывания при торможении).

Однако возвратимся к нашему примеру.

Учитывая, что  $a + b \cos \theta \approx L$ ,  $\operatorname{tg} \alpha = B/2L$ , значения углов  $\gamma$  и  $\xi$  невелики, предельно допустимое отно-

шение  $v_3/v_o = 1$  и максимально возможное значение  $\varphi_y = 1$ , из формул № 1 и 2 получаем: для трицикла с передним управляемым колесом  $B = 2hL/a$ , а из формул № 3—6 для трицикла с двумя передними колесами —  $B = 2hL/b$ .

Данные зависимости и должны стать основой выбора оптимальных геометрических параметров трицикла, обеспечивающих наступление заноса до начала опрокидывания. Потому что они связывают основные параметры трицикла, от которых зависит его устойчивость (колею, базу, координаты центра масс) воедино.

И последнее. Чтобы сделать трицикл (да и любую колесную машину) обладающей максимально возможной потенциальной устойчивостью, необходимо уже на стадии проектирования заложить в его конструкцию параметры, обеспечивающие недостаточную поворачиваемость при частичной нагрузке и нейтральную поворачиваемость при полной нагрузке. Естественно, с соблюдением приведенных выше рекомендаций по выбору его базы  $L$ , колеи  $B$  и координат  $a$ ,  $b$ ,  $h$  центра масс. И тогда его опрокидывание до заноса будет исключено.

## Литература

- Гагкуев А.Е. Формирование устойчивости и поворачиваемости трицикла на стадии проектирования // Сборник материалов международной конференции "Прогресс транспортных средств и систем". — Волгоград: ВГТУ, 2009.
- Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1982.
- Раймпель Й. Шасси автомобиля. Пер. с нем. — М.: Машиностроение, 1983.

УДК 681.5.08

## ИЗМЕРИТЕЛЬ УТЕЧЕК ИЗ ПНЕВМОСИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

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

Тольяттинский ГУ, ВАЗ (8.8482. 53-93-33)

Рассматривается применение энергосберегающих технологий, обеспечивающих снижение вредных выбросов в атмосферу при эксплуатации пневмосистем технологического оборудования.

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

Chernov N.S., Muranovskiy V.P.  
METER OF OUTFLOW FROM PNEUMATIC SYSTEMS OF THE PROCESS EQUIPMENT

The authors consider application of technologies ensuring decrease (reduction) of harmful ejections in atmosphere. The theme is important in operation of pneumatic systems of the process equipment.

**Keywords:** harmful ejections in atmosphere pneumatic systems.

Утечки сжатого воздуха из пневмосистем технологического оборудования регламентируются ГОСТ 18460—91 "Пневмоприводы. Общие технические требования", а их величина измеряется либо в л/мин, либо косвенно, по падению давления в отсеченной от источника питания части привода за установленный промежуток времени. Но в каких бы единицах и каким бы образом они не измерялись, их наличие свидетельствует о неисправности пневмосистемы. Причем крайне нежелательной. Утечки — это прямые потери энергии и загрязнение окружающей среды. В связи с чем

своевременное обнаружение утечек — одна из довольно важных задач, которую приходится решать производственникам.

Не менее важно и быстрое устранение утечек — от этого зависят работоспособность оборудования. Для чего необходимо знать их причины.

Утечки сжатого воздуха в новом оборудовании носят в основном конструктивный или технологический характер.

Утечки конструктивного характера объясняются следующим. Работа пневмоаппаратуры и пневмомеханизмов, подвижные соединения которых уплотняются за счет малого зазора (например, в притертых золотниковых парах) основана на отборе сжатого воздуха (например, в осушителях сжатого воздуха и клапанах автоматического удаления конденсата). При этом утечки воздуха неизбежны и ГОСТ 18460—91 их допускает. Правда, в определенных пределах, которые изготавливатели пневмоустройств, как правило, выдерживают достаточно строго.

Утечки же технологического характера — это негерметичности подвижных и неподвижных уплотнений, появляющиеся при некачественной сборке или некачественном изготовлении деталей и узлов.

Ни те, ни другие на работу нового оборудования заметно не влияют. Однако картина меняется, иногда весьма существенно, в случае оборудования, находящегося в эксплуатации. Изнашивание подвижных уп-

лотняемых соединений, старение уплотнений из-за воздействия на них переменных давлений, температуры, смазок и местные повреждения трубопроводов и т. д. всегда ведут к резкому росту утечек: как показывает опыт, в атмосферу может уходить, оставаясь незамеченными до 90 % суммарного потребления сжатого воздуха. Причем обнаружить утечки особенно сложно, когда каждая из них, взятая отдельно, невелика, но общее их число значительно.

Таким образом, проблема, как видим, есть.

И ее решение сводится к своевременной дефектации пневмосистем, т. е., во-первых, к выявлению наличия утечек и, во-вторых, количественной их оценке (допустима — недопустима).

Самый надежный способ такой дефектации — встраивание в пневмосистему измерителя утечек.

Эти измерители выпускаются промышленностью, и принцип их действия основан на следующем.

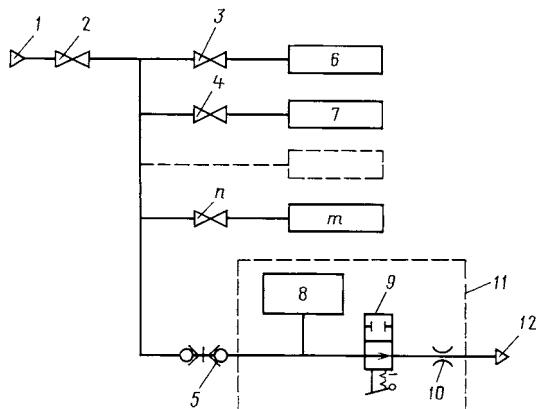
Известно, что массовый расход сжатого воздуха при сверхкритическом (более чем двукратном) перепаде давлений не зависит от перепада давлений на входе и выходе канала, по которому он перемещается. Величину  $G$  этого расхода дает формула № 1 (см. таблицу).

Для подключения измерителя утечек к пневмосистеме ее необходимо оснастить плавно закрывающимся краном и иметь в ней ответвление, в качестве которого можно использовать, скажем, быстроразъемное соединение для пневмоинструмента, применяемого в ремонтных целях. Пример такого подключения, выполненного на действующем оборудовании, показан на рисунке. По нему и рассмотрим технологию измерения утечек.

Система измерения утечек сжатого воздуха из приборов и узлов технологического оборудования работает следующим образом.

Измеритель 11, который состоит из датчика 8 давления, клапана 9 ручного управления и сопла 10, подключается с помощью быстроразъемного соединения 5 к пневмосети 1 между плавно закрывающимся краном 2, установленным на входе в систему технологического оборудования постов, и кранами 3 —  $n$  отключения пневмосистем каждого (6 —  $m$ ) из постов.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G = \frac{0,0404 \mu p_1 F}{\sqrt{T}} = kp_1 F$	$\mu$ — коэффициент расхода; $p_1$ — абсолютное давление воздуха перед входом в трубопровод; $F$ — площадь входного отверстия трубопровода; $T$ — температура воздуха
2	$G_2 = kp_2 F$	—
3	$G_3 = G_2 kp_3 (F + F_c)$	$F_c$ — площадь критического сечения сопла
4	$F = \frac{p_3 F_c}{p_2 - p_3}$	—



Первая операция, которую выполняет измеритель, — определение давления  $p_1$ , т. е. давления перед кранами 3 —  $n$ . Этот параметр вносится в память измерителя. Но чтобы рассчитать расход сжатого воздуха по формуле № 1, в память необходимо внести еще и значение площади  $F$ . Для этого кран 2 частично и плавно закрывают, причем так, чтобы на нем образовался сверхкритический перепад давления. При этом измеритель по величине  $p_1$  автоматически вычисляет критическую величину давления ( $p_2 = p_{zk}$ ), за краном 1 —  $n$ , ниже которой течение воздуха через этот кран превратится в докритическое, т. е. зависящее от перепада давлений на нем. Значение давления  $p_2$  тоже вносится в память измерителя. При этом расход  $G_2$  воздуха, проходящего через кран и утекающего через пневмосистему при давлении  $p_2$ , дает формулу № 2.

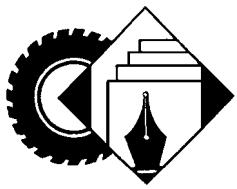
Затем открывается клапан 9 ручного управления. В результате сжатый воздух начнет из пневмосистемы постистекать в атмосферу 12 в виде утечек через пневмооборудование и сопло 10 (площадь  $F_c$  сечения сопла известна). Давление  $p_2$  снижается до  $p_3$ . Но расход  $G_3$  воздуха через сопло остается равным  $G_2$ , поскольку перепад давления на нем — тоже сверхкритический. Величина этого расхода подсчитывается по формуле № 3.

Приравнивая правые части формул № 1 и 3, получаем формулу № 4 для вычисления площади  $F$ .

Последняя операция — определение  $G$  по формуле № 1.

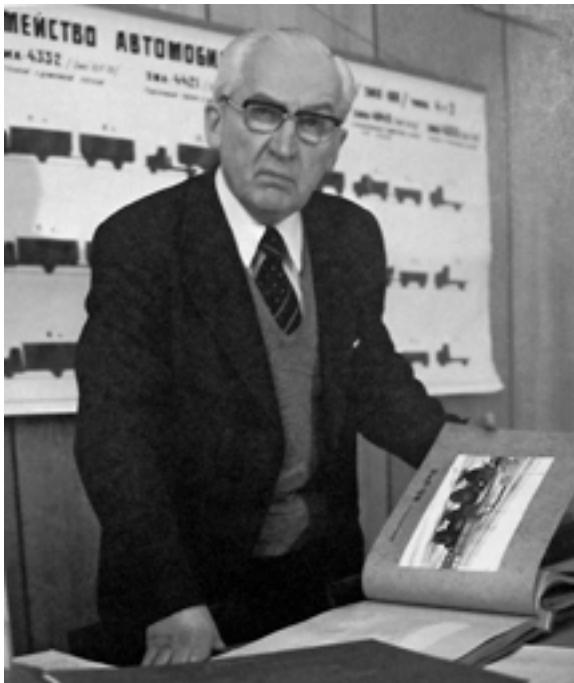
Все перечисленные выше вычисления измеритель, повторяя, выполняет в автоматическом режиме, а их результаты высвечиваются на жидкокристаллическом экране.

Основные характеристики измерителя утечек следующие: диапазон давлений — 0,1—1,0 МПа (1—10 кгс/см<sup>2</sup>); погрешность измерений — при утечках 300—3000 л/мин — ±15 %. Опытная его проверка на стенде показала, что при давлении на входе 0,5 МПа (5 кгс/см<sup>2</sup>) и произвольно установленном имитаторе утечек, выполненным в виде дросселя, условный расход утечек 45 л/мин фиксируется довольно просто. Что вполне приемлемо даже в случае такого большого количества технологического пневмооборудования, каким располагает АвтоВАЗ.



## ИНФОРМАЦИЯ

### А. М. КРИГЕР И ЕГО АВТОМОБИЛИ (К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ)



Анатолий Маврикиевич Кригер родился 6 июня 1910 г. в Краматорске. В 1928 г. поступил в Харьковский технологический институт, а через два года в связи с переводом его специальности оказался в Московском автотракторном институте имени М.В. Ломоносова (позднее — МАМИ).

После окончания института (1932 г.) он как инженер, знающий английский язык, был направлен на Нижегородский автозавод (ГАЗ), и в 1935 г. в составе группы горьковских автозаводцев почти на год командируется в США для закупки оборудования. Главным результатом поездки стало приобретение технической документации на двигатель "Додж Д-5", что позволило очень быстро создать и поставить на производство двигатель ГАЗ-11.

С 1937 г. А. М. Кригер — начальник КБ двигателей и шасси, помощник главного конструктора А.А. Лапгарта и активный участник разработки легковых автомобилей ГАЗ-11-73 и ГАЗ-М1.

В 1941—1945 гг. он, как и многие специалисты ГАЗа, занимается легкими танками Т-60 и Т-70, за что вместе с А.А. Липгартом, Н.А. Астровым и др. в 1943 г. получает Сталинскую премию.

С 1946 г. А.М. Кригер — заместитель главного конструктора ГАЗа. О его успехах на этом поприще говорит такой факт: за разработку грузовых автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-63 он вместе с А.А. Липгартом в 1947 г. получает вторую Сталинскую премию. (Кста-

ти, модификации этих автомобилей до сих пор можно встретить на российских дорогах и дорогах других стран СНГ.)

В 1948 г. его назначают главным конструктором строящегося Кутаисского автозавода (КАЗ), где ему пришлось все начинать практически с нуля. Созданный им конструкторско-экспериментальный отдел занялся разработкой не только модификаций автомобилей ЗИС, которые предстояло освоить на новом заводе, но и перспективного семейства КАЗов с кабиной над двигателем.

Однако в 1954 г. его переводят в Москву, на должность главного конструктора ЗИС (с 1956 г. — ЗИЛ). При его активном участии в 1955 г. появились первые в стране комфортабельные междугородные автобусы ЗИЛ-127, оснащенные расположенным в заднем свесе двухтактным дизелем ЯАЗ-206 и развивавшие весьма значительную по тем временам максимальную скорость — 95 км/ч, в 1957 г. — городской автобус ЗИЛ-158, пришедший на смену модели ЗИЛ-155, с более вместительным кузовом (32 места для сидения и 28 мест для стоящих пассажиров), развивавший максимальную скорость 65 км/ч. Его потом в течение многих лет выпускал ЛиАЗ.

При А.М. Кригере и не без его участия группа специалистов ЗИЛа под руководством А.Н. Островцова создала лимузин представительского класса ЗИЛ-111, оснащенный (впервые в стране) гидромеханической коробкой передач и гидроусилителем руля, способный развивать скорость до 170 км/ч.

Однако основное внимание Анатолий Маврикиевич уделял все-таки улучшению конструкции грузо-



ЗИС-127



ЗИЛ-158



ЗИЛ-130



ЗИЛ-ММЗ-555



ЗИЛ-130В1

вых автомобилей ЗИЛ. Если к моменту его прихода на автозавод основу программы выпуска составляли не очень удачные ЗИС-150 и ЗИС-151, то очень скоро на производство были поставлены модернизированные модели — двухосный ЗИЛ-164 (с 1957 г.) и трехосный полноприводный ЗИЛ-157 (с 1958 г.). Одновременно шла работа над грузовыми автомобилями следующего поколения — двухосным ЗИЛ-130 и трехосным полноприводным ЗИЛ-131. Причем шла успешно: практически за два (1955 и 1956 гг.) года были отработаны и утверждены технические задания, изготовлены чертежи и построены четыре опытных образца этих АТС.

К сожалению, при испытаниях выявилась неработоспособность новых шестицилиндровых V-образных двигателей, а также некоторые другие неполадки. Поэтому конструкции пришлось в значительной степени перерабатывать. Например, при доводке ЗИЛ-130 в период 1956—1964 гг. было изготовлено более 30 его опытных образцов. В результате автомобиль в 1962 г. был поставлен на производство и получил признание многих поколений водителей. Но главное, впервые в

отрасли ЗИЛ-130 стал базовой моделью семейства, состоящего из шести основных модификаций — одиночного грузового автомобиля и тягача для работы с прицепами, седельного тягача (ЗИЛ-130В1), строительного самосвала (ЗИЛ-ММЗ-554 на шасси ЗИЛ-130Д1) и самосвала сельскохозяйственного назначения (ЗИЛ-ММЗ-554 на шасси ЗИЛ-130Б2), а также длиннобазного грузового автомобиля (ЗИЛ-130Г). Кроме того, в семейство ЗИЛ-130 входило еще несколько модификаций, предназначенных для работы в различных климатических зонах.

За создание ЗИЛ-130 и его модификаций А.М. Кригер и наиболее отличившиеся работники автозавода получили в 1967 г. Государственную премию. Эта модель по продолжительности производства побила все рекорды: она выпускалась 30 лет (с 1964 по 1994 гг.), а ее "тираж" превысил 1 млн экз.



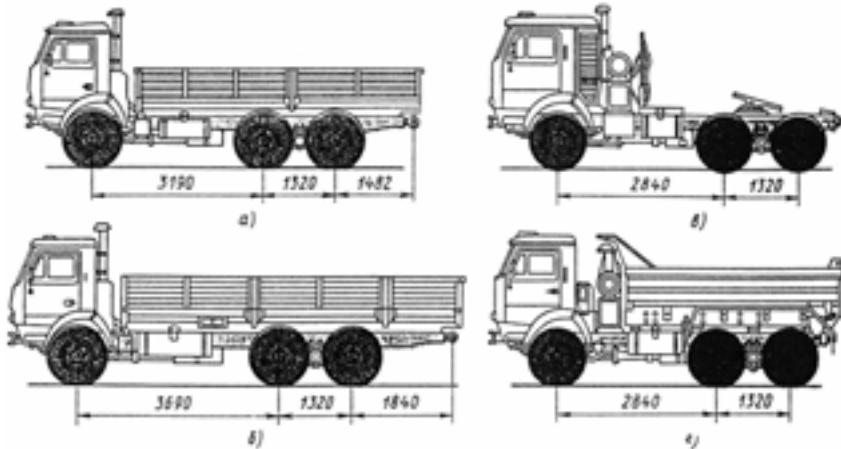
ЗИЛ-131



ЗИЛ-133



ЗИЛ-170



*Семейство КамАЗ*

С 1966 г. автозавод начал выпуск нового полноприводного автомобиля ЗИЛ-131. Однако и ЗИЛ-157, поскольку обладал достаточно высокими эксплуатационными качествами, тоже не был снят с производства, и обе модели продолжали параллельно сходить с конвейера почти два десятилетия.

В конце 1960-х годов в СССР не существовало массового дизельного автомобиля для перевозки грузов в составе автопоездов по дорогам, допускающим малые (до 6 т) нагрузки на ось. Но он, учитывая качество и состояние дорожной сети, был крайне необходим и, по оценкам специалистов, должен был быть трехосным с кабиной над двигателем,

иметь грузоподъемность 8 т, буксировать прицеп грузоподъемностью также 8 т, его удельная мощность должна составлять 5,9 кВт/т (8 л.с./т). Для производства таких автопоездов в Набережных Челнах в 1969 г. заложили комплекс заводов КамАЗ. Разработку же двух семейств автомобилей (с колесной формулой 6×4 и 6×6) поручили ЗИЛу, т. е. А.М. Кригеру с его командой. И он поручение выполнил: предложил практически готовый их прототип — дизельный ЗИЛ-170 с кабиной над двигателем, а затем на его основе спроектировал оба семейства КамАЗов. За эту работу ему в 1972 г. была присуждена очередная Государственная премия. Новые КамАЗы отличались чрезвы-

чайно высокими прочностью, надежностью и моральной живучестью (достаточно сказать, что он пережил даже "лихие" 1990-е годы), а примененная на них схема 6×4 без раздаточной коробки с проходным средним мостом, обеспечивающая существенное повышение грузоподъемности при сравнительно небольшом усложнении конструкции, стала своего рода модой в конце 1960-х—начала 1970-х годов, которая охватила многие автозаводы. По этой схеме, кроме КамАЗов, выпускались грузовые автомобили "Урал-377" (с 1965 г.), КрАЗ-257 (с 1965 г.), МАЗ-514 (с 1974 г.) и ЗИЛ-133Г1 (с 1975 г.).

Доктор технических наук (1973 г.), профессор (1967 г.), А.М. Кригер — заслуженный деятель науки и техники РСФСР (1972 г.), кавалер многих орденов и медалей, в том числе двух орденов Ленина. Он был не только выдающимся конструктором и ученым, но и воспитателем новых поколений специалистов, возглавляя кафедру "Автомобили и двигатели" завода-втуза (ныне — МГИУ).

Анатолий Маврикевич умер 25 мая 1984 г. Но созданная им школа конструкторов и ученых продолжает вносить большой вклад в развитие отечественного автомобилестроения.

Д-р техн. наук **А.Н. Нарбут**

## Коротко о разном



Компания "Аллисон Трансмишн" объявила о расширении модельного ряда хорошо известной серии автоматических коробок передач "Торкматик". Новые шестиступенчатые автоматические трансмиссии, идеально подходящие для автобусных двигателей мощностью до 360 л.с. и крутящим моментом до 1450 Н·м, были впервые продемонстрированы на выставке "Мир автобусов 2009" в Бельгии. Модели T375 и T375R (с замедлителем) дополняют серию "Торкматик" и предназначены для двигателей, отвечающих стандарту "Евро 5". Кроме того, в данных моделях также применены топливосберегающие технологии и компоненты, используемые во всех линейках автоматических трансмиссий "Аллисон".

В трансмиссиях T375 и T375R используется электронная система управления 4-го поколения. Эта система обеспечивает полную интеграцию с CAN-линией автомобиля, тем самым предлагая автопроизводителям лучшие стратегии контроля силовых узлов.

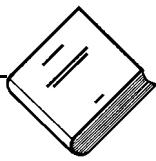
Новая конфигурация "прошивки" контроллера коробки передач обеспечивает рабо-

ту двигателя в узком диапазоне частот вращения, предотвращая циклические переключения. Совместно с системой LBSS (Load Based Shifting Scheduling), которая автоматически выбирает один из запрограммированных режимов движения в зависимости от топографических особенностей местности и нагруженности транспортного средства, обеспечивает максимальную экономию топлива. С 2010 г. для двигателей SEM (Shift Energy Management) LBSS в трансмиссиях "Аллисон" будет дополнена функцией SESS (Super Economy Shift Schedule), которая включает повышающую передачу на установившихся скоростях, минимизируя тяговое усилие. Также станет доступна система VAC (Vehicle Acceleration Control), позволяющая ограничить ускорение автобуса с помощью управления крутящим моментом. Тестирование в реальных условиях показало, что сочетание технологий "Аллисон" способствует снижению расхода топлива на 14%.

Модели T375 и T375R обладают всеми основными свойствами серии трансмиссий "Торкматик"®. Запатентованная "Аллисон" схема Polak позволяет сконструировать шестиступенчатую коробку с использованием стольких же планетарных редукторов, что и в четырехступенчатых трансмиссиях, обеспечивая исключительную долговечность и эффективность передачи вращения. Косозубые передачи сокращают уровень шума как снаружи, так и внутри салона.

С учетом тенденции использования все более мощных двигателей система охлаждения трансмиссии теперь включает 17-плиточный встроенный охладитель, а также в качестве дополнительной опции встроенный в поддон охладитель. Для обеспечения максимальной эффективности функционирования встроенный охладитель имеет два рабочих объема: один для охлаждения контура редардера и другой для охлаждения масла, находящегося в поддоне. Это создает дополнительный контур для движения масла в процессе работы замедлителя и приводит к снижению температуры поддона, а следовательно, к замедлению старения масла и увеличению срока службы механизма.

Покупателям новых моделей трансмиссий T375 и T375R предоставляется пятилетняя гарантийная программа. Модели T375 и T375R входят в расширенную линейку коробок передач "Аллисон", предназначенных для городских и междугородних автобусов, оборудованных двигателями мощностью от 200 до 500 л. с. Компания "Темса Глобал" уже выбрала коробку "Аллисон" T375R в качестве стандартной опции для недавно представленного городского автобуса "Авеню", работающего на сжатом природном газе. Ожидается, что новые модели станут востребованным дополнением к все расширяющемуся модельному ряду трансмиссий "Аллисон", разработанных для городских и междугородних автобусов.



В издательстве МГТУ имени Н.Э. Баумана вышел в свет трехтомник "Специальные транспортные средства" постоянных и активных авторов журнала "АП" Г.И. Гладова и А.М. Петренко. Издание представляет собой по сути комплекс из трех учебников для вузов, в котором подробно освещаются вопросы теории, устройства, конструирования и

расчета, испытаний специальных транспортных средств, предназначенных для перевозки различных грузов и специальных надстроек.

В трехтомнике рассматриваются специальные транспортные средства, имеющие существенные конструктивные и технические отличия от дорожных и специализированных подвижных автотранспортных средств общего назначения, широко используемых в народном хозяйстве.

Конструкции таких транспортных средств максимально приспособлены к особенностям перевозимого груза и работе с ним в различных эксплуатационных условиях. Они отличаются большой грузоподъемностью, значительными габаритами и специфически-

ми конструктивными схемами. Необходимость движения по дорогам общего пользования, а также в условиях бездорожья и требований к вписываемости в железнодорожные габариты диктуют ряд своеобразных требований к конструкции ходовой части и энерговооруженности специальных транспортных средств. В их состав входят, как правило, многоосные полноприводные тягачи и многоосные прицепные звенья с системами активизации колес, управления поворотом колес прицепных звеньев, тормозами, а также системами подпрессоривания и подвески колес.

Все эти аспекты максимально подробно рассмотрены в данном издании, не имеющем на сегодняшний день аналогов среди трудов отечественных и зарубежных ученых.



## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Астапенков А.И. — Проблемы качества в автомобилестроительной отрасли. Мировой и российский опыт . . . . .	1
Преображенская Т.В. — Формализация работы аналитиков, работающих в сфере бизнеса . . . . .	5
АСМ-факты . . . . .	8

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Марков В.А., Девянина С.Н., Маркова В.В. — Показатели транспортного дизеля, работающего на смесях дизельного топлива с рапсовым и подсолнечным маслами . . . . .	10
Крохотин Ю.М. — Топливные системы непосредственного действия с электрогидравлическими форсунками. Математическая модель и блок-схема расчета	13
Драгунов Г.Д., Яковлев П.В., Гонтарев Е.П., Мартынов А.Н. — Новая раздаточная коробка для АТС высокой проходимости . . . . .	18
Горбцов А.С., Мирошниченко Д.А. — Пространственные колебания подвески массы автомобиля при случайном возмущении . . . . .	20
Жаленинов А.А. — О расчете сил трения . . . . .	22
Лугин В.Г., Кудараускас Н., Далячков С.В. — Движение автомобиля при различных режимах торможения и оптимальность распределения тормозных сил по его осям и колесам . . . . .	23

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Ходес И.В., Ригин О.Б., Ботвинкин П.В., Князев В.Н., Нгуен Тхе Ман. — Система предупреждения водителя об опасности выбранного им режима движения . . . . .	26
Астащенко В.И., Швец А.И., Астащенко Т.В., Родькин И.М., Швец И.А. — Восстановление торцевой поверхности толкателя клапана ГРМ . . . . .	30

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Дударева Н.Ю., Соколов С.А. — Искровое упрочнение верхних канавок поршия как инструмент повышения ресурса ДВС . . . . .	31
Мамити Г.И., Гагкуев А.Е., Плиев С.Х., Тедеев В.Б. — Расчет критических скоростей трициклов . . . . .	33
Чернов Н.С., Мурновский В.П. — Измеритель утечек из пневмосистем технологического оборудования . . . . .	35

### ИНФОРМАЦИЯ

Нарбут А.Н. — А.М. Кригер и его автомобили . . . . .	37
Коротко о разном . . . . .	39
Вышли из печати . . . . .	39

**Главный редактор Н. А. ПУГИН**

**Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

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

**Белорусский региональный редакционный совет:**

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

Корректор В.Г. Быстров

Сдано в набор 31.04.2010. Подписано в печать 22.06.2010.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,12. Зак. 535.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»  
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

**ООО «Издательство Машиностроение»**

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56

E-mail: avtproprom@mashin.ru, avtproprom@aport.ru

www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.