



## ЭКОНОМИКА

## И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.45.01

### ЗАЛОГ РАЗВИТИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ АВТОКОМПОНЕНТОВ – В СОТРУДНИЧЕСТВЕ С РЕГИОНАЛЬНЫМИ ВУЗАМИ

Н.Р. ХАЛИЛОВ, С.В. КАСЬЯНОВ  
ИНЭКА (8552. 39-71-40)

*Рассматриваются условия деятельности производителей автокомпонентов за рубежом и в России, формулируются требования к сервисным организациям по сопровождению долгосрочного развития этих производителей.*

**Ключевые слова:** развитие, производитель автокомпонентов, кластер, сервисная организация, региональный вуз.

Khalilov N.R., Kasianov S.V.

**THE GUARANTEE OF DEVELOPMENT AUTOCOMPONENTS  
MANUFACTURERS – IN COLLABORATION WITH REGIONAL HIGH  
SCHOOL**

*The article describes activity conditions for autocomponents manufacturers abroad and in Russia, sets requirements for service organizations to provide long-term development of these manufacturers.*

**Keywords:** development, autocomponents manufacturer, cluster, service organization, regional high school.

Корни проблем, стоящих сегодня перед отечественными узкоспециализированными производителями автокомпонентов, заложены во время создания отрасли – с 30-х годов прошлого века. Тогда нужно было решить задачу автомобилизации страны в кратчайшие сроки, поэтому серийное производство автомобилей организовывалось путем приобретения за рубежом готовых проектов крупных автозаводов, технологий и оборудования, а также привлечения зарубежных специалистов (например, для научно-производственных и промышленных объединений оптимальным считалось наличие 50 тыс. человек промышленно-производственного персонала). Главным для создаваемых предприятий стал выпуск планового объема продукции утвержденного качества, предназначенной для обезличенного потребителя.

В составе каждого предприятия объединения, наряду с основным производством, создавался и планово финансировался комплекс вспомогательных подразделений и служб, выполнявших полный цикл процессов подготовки и обеспечения производства. Однако перегруженные такими не свойственными им функциями предприятия оказались не в состоянии оперативно обновлять продукцию. В итоге к началу 1990-х годов конкурентоспособного на ми-

ровом автомобильном рынке товара они практически не выпускали.

В 1990-е годы государство передало предприятия частным собственникам, зачастую некомпетентным, не способным осуществить реорганизацию и организовать эффективное управление в новых условиях, когда оказалась разрушенной целостная система кооперационных связей, а спрос на продукцию упал даже на внутреннем рынке.

Все это сделало отраслевую систему хозяйствования нежизнеспособной. Но и создать новую тоже не получилось. В результате предприятия отрасли сосредоточили свое внимание на вопросах выживания и не могли обеспечить планомерное развитие.

Казалось бы, с начала 2000-х годов, когда отечественная экономика начала постепенно стабилизироваться и сформировался спрос на более дорогую качественную продукцию, должно улучшиться и положение в отрасли. Пока же этого не произошло: отечественные автозаводы все еще не до конца поняли жизненную важность и необходимость реорганизации, передачи производства комплектующих изделий на сторону. Здесь уместно вспомнить опыт зарубежных автопроизводителей.

Они изначально формировались в результате деятельности самостоятельных промышленников, организовавших сборочные предприятия и привлекавших для работы в непосредственной близости от них компактные узкоспециализированные производители автокомпонентов. Чтобы не отстать от непрерывно развивающихся заказчиков, поставщики также были вынуждены постоянно обновлять свою продукцию, становиться равноправными их партнерами. В итоге образовалась самостоятельная отрасль автокомпонентов. И теперь во всех зарубежных фирмах головные автозаводы занимаются только кузовным производством и окончательной сборкой автомобиля (создают 20–25 % стоимости продукта), а также обеспечивают надежность технологической цепочки, в которую встроены сотни специализированных предприятий.

ГОСТ Р 51814.6–2005 учитывает данные обстоятельства. В соответствии с ним поставщик, чтобы успешно организовать выпуск нового компонента и сделать его конкурентоспособным, привлекательным для автозавода, должен качественно выполнить следующие процессы: разработать концепцию компонента и спроектировать его; спроектировать процессы его производства и выполнить подготовку производства; улучшить конкретную модификацию компонента в течение срока его нахождения на рынке. И выполнение этих процессов, очевидно, подразумевает подготовку и осуществление комплекса научно-ис-

Деятельность в цепочке создания ценности	Развитие	Проектирование	Производство	Продвижение
Тип организации	Научно-исследовательские центры	Проектные центры	Промышленные площадки для производства и сборки	Логистические центры
Число организаций	21 <sup>1</sup>	21 <sup>2</sup>	25 <sup>3</sup>	33 <sup>4</sup>
Доля Германии в Европе, %	42	36	20	34

Примечания. 1 – научно-исследовательские центры OEM-производителей; 2 – проектные центры OEM-производителей; 3 – для легковых автомобилей (общее число – 47), кроме того, функционируют 32 отраслевых инновационных кластера; 4 – отраслевые автомобилестроительные логистические центры.

следовательских, проектных, технических работ и подготовки персонала (образовательных работ). При этом для соответствия требованиям своих потребителей (автосборочных предприятий) текущими поставками и сохранения стабильного портфеля заказов реализация всех работ должна гарантировать самому производителю автокомпонентов, во-первых, минимально возможную себестоимость продукции; во-вторых, возможность проведения максимально оперативной и высококачественной подготовки производства обновленных согласно требованиям потребителей компонентов; в-третьих, наличие финансовых средств и возможность их привлечения для диверсификации и обновлении продукции.

Выполнению перечисленных требований за рубежом активно способствует развитая инфраструктура, состоящая из различных специализированных сервисных организаций. Пример тому – инфраструктура деятельности производителей автокомпонентов в Германии, приведенная в таблице [1]. При этом следует подчеркнуть, что особенно хорошо здесь отлажены процессы проектирования и подготовки производства, снабжения материалами, услуги по организации системы управления. Но и в других странах с целью развития автоиндустрии правительства учреждают институты, поддерживающие производство инноваций и распространение передовой практики и технологии и ставшие важным звеном, обеспечивающим конкурентоспособность малых и средних производителей автокомпонентов. Так, эти институты изначально формировались в отдельных регионах стран (Канада и Германия – в 1940-х, США – в 1950-х, Италия – в 1970-х годах), но уже в 1980-х годах программа развития подобных институтов стала более широкой и получила поддержку на общенациональном уровне (Великобритания, Франция, Голландия, США) [2]. В Японии для содействия развитию специализированных компактных производителей автокомпонентов была создана сеть испытательных и исследовательских центров, которые не только проводят испытания и исследования, но и предлагают консультации, руководство, семинары, использование имеющегося у них оборудования (в том числе лабораторий) и распространение информации. В Корее, где предприятия вынуждены сосредоточиться на развитии технологий и повышении качества, существенную роль сыграли также специализированные ассоциации и институты [3].

В 1990-х годах получает распространение такая форма организации деятельности производителей автокомпонентов, как индустриальные парки (другие названия: технопарки, территории поставщиков, модульные консорциумы), состоящие из поставщиков, расположенных рядом с автосборочными предприятиями или внутри их [4]. В этом случае большинство услуг предоставляется специализированными организациями, расположенными там же. Примером такой формы в Германии может служить парк поставщиков "Верхняя Франкония" (г. Хоф). Он изначально был запланирован для нужд поставщиков и наряду с арендой помещений и наличием инфраструктуры предлагает им платные услуги по содействию в исследованиях, тестировании, экспертизе, внедрении технологий в производство. Для производителей это существенно упрощает процесс подготовки производства новой продукции.

Исследовательский центр в составе парка способствует также интенсификации разработки, повышению качества и надежности изготавливаемой продукции, обеспечению производителей научно-исследовательской базой [5].

Таким образом, в настоящее время обеспечение развития автомобилестроения в развитых странах осуществляется усилиями множества заинтересованных сторон.

У нас же при выносе процессов на аутсорсинг многим все еще кажется, что для создания нового самостоятельного поставщика автокомпонентов (и не только их, разумеется) достаточно предоставить ему помещение, оснастить последнее технологическим оборудованием и передать функцию производства определенного автокомпонента. Однако такое упрощенное представление на практике приводит к тому, что сразу после начала деятельности производитель автокомпонентов становится ограниченным в доходах, сталкивается с комплексом проблем, основная из которых состоит в том, что объем выпускаемой им продукции должен быть достаточным лишь для удовлетворения потребности одного головного предприятия. Что, естественно, не может обеспечить необходимую степень финансовой надежности. К тому же, со стороны крупных потребителей-монополистов даже при стабильном ритме и качестве поставок от поставщика продолжает применяться порожденная в 1990-е годы практика задержки платежей. Причем кризис 2008–2009 гг. только усилил эти тенденции: обычной стала оплата за поставленную продукцию только на уровне, требуемом для покрытия текущих затрат, причем во многих случаях – векселями со сроком погашения в 2–3 мес. Отсюда – неизбежность жесткой экономии, которая приводит (см. "АП", 2007, № 10) к сокращению специалистов, остаточному финансированию вспомогательных процессов, невозможности содержать инфраструктуру подготовки производства.

Руководитель такого предприятия быстро убеждается в невозможности длительной работы, стремится максимально увеличить сегодняшний доход. Неопределенность рынка только усиливает эти настроения. Естественно, что вложение средств в долгосрочные проекты, связанные с разработкой новой продукции, как и долгосрочное развитие производителей, в таких условиях весьма сомнительны. Более того, проблемы одного поставщика неизбежно распространяются на всю технологическую цепочку.

Чтобы всего этого избежать, даже компактное предприятие по выпуску автокомпонентов следует рассматривать не как самостоятельный субъект малого бизнеса, а как элемент единой корпоративной системы. В таком случае его долгосрочную деятельность следует соотносить с долгосрочной деятельностью корпорации, которую можно представить как одновременную реализацию проектов организации выпуска очередной модели автомобиля. Каждый такой проект предполагает совершенствование всего автомобиля в целом и зачастую требует внесения соответствующих изменений в большую часть компонентов. А это означает: каждый поставщик, в свою очередь, должен регулярно выполнять череду собственных проектов развития. Причем долгосрочное функционирование любого поставщика имеет смысл именно в таком качестве.

Стабильная деятельность производителя автокомпонентов в длительном периоде подразумевает, что все работы, предусмотренные проектом развития, выполняются с требуемым качеством при каждом очередном его повторении. Очевидно, что при малых объемах эти работы целесообразно передавать на сторону. Поэтому успешность проектов развития предприятия в большой степени обусловлена правильным выбором исполнителя процесса: он должен быть финансово устойчивым, надежным и располагаться в непосредственной близости от потребителя и в условиях России формирование таких кластеров наиболее разумно в пределах нескольких близлежащих муниципалитетов, имеющих развитую транспортную систему.

Однако и понимание кластерного развития у нас, к сожалению, чрезмерно упрощено. По определению М. Портера, кластер сам по себе не является ни хозяйствующим субъектом, ни субъектом права. Он оправдан только выгодностью взаимодействия его участников друг с другом. Поэтому так же, как предприятию-производителю требуются надежные поставщики услуг, каждой организации-исполнителю требуются достаточные для собственного развития стабильные объемы заказов.

Деятельность поставщиков, специализированных на какой-то конкретной услуге (за исключением естественных монополий), в условиях нестабильной среды подвержена множеству рисков. У "сервисных" организаций, отпочковавшихся от бывших автозаводов, нет финансовых резервов, они слабо оснащены технологически, не заинтересованы в выполнении мелких работ. Наибольшую устойчивость обеспечивает возможность оказывать комплекс различных услуг, не создавая при этом жестких организационных структур. Такое взаимодействие дает заказчику уверенность в длительном характере сотрудничества, обеспечивает удобство и эффективность управления реализацией услуг.

Но в регионах внешняя среда все еще не увязана с задачами предприятий. Создание системы специализированных сервисных организаций под производителей, будущее которых неопределенно, головным предприятием и, особенно, инициативными предпринимателями также сопряжено со значительными рисками. Поэтому в регионе должна действовать сервисная организация, с одной стороны, имеющая возможность предоставить широкий комплекс требуемых услуг, а с другой — способная функционировать в нынешних российских условиях. Условиях, "благодаря" которым у каждого отдельного предприятия сформирован свой собственный "букет болячек".

Выполнение услуг подразумевает многоотраслевой характер сервисной организации и наличие в ее распоряжении не только требуемых помещений, но и комплекса современного оборудования, а в первую очередь — высококвалифицированного персонала. Но из-за разницы в уровне доходов по регионам даже временное привлечение специалистов высокого уровня в достаточном количестве из других регионов затруднительно.

Очевидно, создание подобной сервисной организации "с нуля" потребует значительных финансовых вложений, а при имеющихся рисках заинтересовать государство и потенциальных инвесторов вряд ли получится.

При перечисленных выше объективных и субъективных ограничениях единственным вариантом предоставления для производителей автокомпонентов комплекса научно-исследовательских, проектных, технических и образовательных услуг может быть только региональный многоотраслевой инженерный вуз. Но несмотря на проводимые отечественными вузами мероприятия по созданию специализированных структур предпринимательского типа, в настоящее время сохраняется их отстраненность от реальных проблем предприятий, заложенная в годы административной экономики. Однако, имея статус государственного учреждения, вуз — потенциально наиболее устойчивый и надежный партнер предприятий региона, а также единственный источник формирования высокого уровня общего интеллектуального и технического потенциала по региону в целом. (Это, кстати, — одна из важнейших причин, по которой недопустима политика ликвидации самостоятельных региональных вузов по формальным признакам.) Однако движение здесь должно быть двухсторонним — и со стороны предприятий, и со стороны вузов. Насколько спасительной окажется эта "соломинка" для производителей автокомпонентов, зависит от совместной работы по формированию эффективного и результативного механизма такого взаимодействия.

## Литература

1. The Automotive Industry in Germany — Driving Performance through Technology Industry Overview. // Invest in German, April, 2008. [http://issuu.com/tom123/docs/industryoverview\\_automotive\\_invest\\_in\\_germany#download](http://issuu.com/tom123/docs/industryoverview_automotive_invest_in_germany#download).
2. Winfried Ruigrok & John Jay Tate. Public testing and research centres in japan: Control and nurturing of small and medium-sized enterprises in the automobile industry. // Technology Analysis & Strategic Management. Vol. 8, Issue 4, 1996, PP. 381–406.
3. Xin Jiang. The Relationship between Manufacturing and Service Provision in Operations Management. // International Journal of Business and Management. Vol. 4, No. 3, March 2009. PP. 183–189.
4. Mari Sako. Governing Automotive Supplier parks: leveraging the benefits of outsourcing and co-location? May 2005 DRAFT. Prepared for DRUID Tenth anniversary Summer Conference on Dynamics of Industry and Innovation: Organizations, Networks and Systems, Copenhagen, 27–29 June 2005. Код доступа: <http://www2.druid.dk/conferences/viewpaper.php?id=2782&cf=18>.
5. Successful balance for Hochfranken Automotive Component Suppliers' Park // Bavarian U.S. Offices for Economic Development, LLC. Bavarian Ministry for Economic Affairs, Infrastructure, Transport and Technology. Код доступа: <http://www.bavaria.org/news/article/Successful-balance-for-Hochfranken-Automotive-Component-Suppliers-Park-%20-Already-more-than-350-new-jobs-and-over-euro-100-million-in-investments>

УДК 658.5; 658.012.2

## О ПОНЯТИИ "ОРГАНИЗАЦИОННАЯ КУЛЬТУРА" И ЕЕ СОСТАВЛЯЮЩИХ

О.О. ЧУЛКОВА

МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

*Рассматриваются несколько структур организационной культуры, основанных на различных концепциях.*

**Ключевые слова:** организационная культура, ценности, концепция ценностей, артефакт, базовые ценности, реальные ценности.

Chulkova O.O.

ABOUT CONCEPT "ORGANIZATIONAL CULTURE" AND ITS COMPONENTS

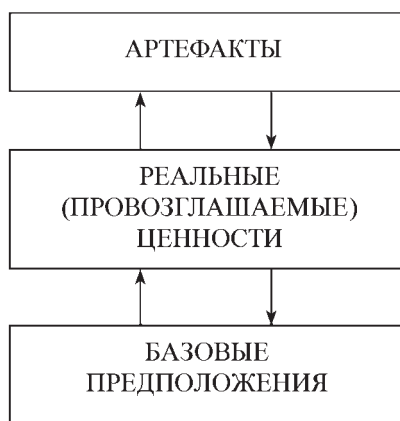
*Some of the structures of organizational culture based on different concepts are looked.*

**Keywords:** organizational culture, values, concept of values, artifact, basic values, the real values

Понятие "организационная культура" возникло в 1980-е годы, и постепенно становится одной из областей организационного поведения. Но оно, в общем-то, настолько абстрактно, что сами работники различных организаций до сих пор не могут дать ему четкое определение.

Например, Э.Г. Шайн в своей книге "Организационная культура и лидерство" [1] предлагает трехуровневую модель организационной культуры. На первом из этих уровней располагаются (см. рисунок) артефакты, на втором — реальные (провозглашаемые) ценности, а на третьем — базовые предположения. Рассмотрим их.

Под артефактами подразумеваются все явления, которые человек при попадании в новую культуру может ви-



деть, слышать, чувствовать. Особенность этого уровня состоит в том, что его достаточно просто обнаружить, но очень трудно расшифровать. Дело, по сути, сводится к наблюдению за поведением группы людей, а также за организационными процессами, в которых такое поведение становится привычным.

Но в каждой группе существуют важные для нее ценности. Поэтому изучение какой-либо группы помогает определить исходные ценности, а также чье-либо из состава группы представление о том, что должно быть, по сравнению с уже существующим, иным. То есть выяснить, как при решении новой задачи или проблемы отражаются собственные предположения людей о том, что правильно, а что нет, что будет работать, а что не будет. Иначе говоря, определяются ценности. Причем очевидно, что любое предложение может получить статус ценности лишь тогда, когда группа предпримет совместные действия и все увидят их положительный результат. В свою очередь, основатели или лидеры группы могут оказывать влияние на группу при выборе определенного подхода к проблеме, но сама по себе группа не будет иметь никакого общего знания, пока не совершено общее действие.

Отсюда и второй уровень – провозглашаемые ценности, под которыми понимаются высказывания и действия членов организации, отражающие общие для них ценности и убеждения. Особенностью таких ценностей является то, что работники организации имеют право принимать их или отвергать, адаптироваться ли под них или сделать лишь вид такой адаптации. Но как бы то ни было, через некоторое время становится видно, к чему приводят провозглашаемые ценности. В зависимости же от результата в организации меняется либо лидер, либо стратегия ее развития. Таким образом, ценности второго уровня определяют поведение людей, которое наблюдается на уровне артефактов.

Третий уровень, базовые предположения (верования), – основа культуры организации, которую ее члены могут даже не осознавать. Она определяет поведение людей в организации, а также принятие тех или иных решений.

Как правило, базовые предположения не вызывают особых возражений и сомнений и воспринимаются как само собой разумеющиеся, поэтому изменить их практически невозможно. Другими словами, базовые предположения находятся на подсознательном уровне работников и берут свое начало в фундаментальных аспектах существования – таких, как природа времени и пространства, человека, взаимоотношения его и группы и т.д. Причем большая часть базовых представлений есть результат индивидуального развития нации.

Исходя из сказанного выше, сущность культуры можно окончательно установить, ориентируясь на базовые представления, которые лежат в основе деятельности группы.

И только после этого можно понять смысл последующих проявлений культуры и оценить их.

Что касается организационной структуры, которую предложил Е.Г. Шайн, то здесь важно отметить такой фактор, как целостность системы. То есть чтобы организационная культура была эффективной, необходимо гармоничное взаимодействие всех уровней.

Однако понятие "организационная культура" перечисленным не исчерпывается, потому что любая организация существует во вполне определенной окружающей среде. В частности, нельзя не учитывать того, что в основе базовых предположений каждой конкретной страны лежат присущие только ей культурные особенности.

Концепций, позволяющих учитывать структурные ценности и нормативные отличия стран, существуют довольно много. Но среди специалистов наиболее известна концепция, предложенная американским социальным антропологом К. Клакхоном и Ф. Штротдбеком и названная ими "концепцией ценностей" [2].

Основная идея этой концепции заключалась в том, что, несмотря на исключительное многообразие обычаев, всем культурам присущи определенные общие фундаментальные ценности. Поэтому главное – уметь выявлять эти ценности. Что, безусловно, помогло бы определить границы нового мирового порядка, зарождающегося в условиях падения прежних непроницаемых границ между культурами: "...кризис нашей эпохи – это кризис ценностей. И нет почти никакой надежды на построение новых, более стабильных, чем прежде, социальных образований до тех пор, пока не будут построены новые, более широкие и более сложные отношения на основе ценностей, которые не только являются общепризнанными и глубоко укорененными в чувствах, но имеют также определенное научное обоснование" [3].

В "концепции ценностей" выделено шесть групп (см. таблицу), в которых есть противоположные полюса (взаимоисключающие ценности). Правда, критерии оценки недостаточно определены, а выделенные позиции носят сугубо теоретический характер.

Вторая из известных концепций – "параметрическая". Ее предложил голландский ученый Ф. Тромпенаарс [4]. Он, в отличие от авторов "концепции ценностей", выделил шесть параметров, по которым следует оценивать культурные различия стран. Это универсализм–партикулизм, коллективизм–индивидуализм, нейтральность–эмоциональность, специфичность–диффузность, управление временем и отношение к природе.

Посмотрим, что он под ними понимает.

Универсализм – убеждение в том, что идеи могут использоваться, где и кем угодно, причем без всякой модификации; партикулизм – результат убеждения в том, что обстоятельства диктуют то, как идеи и практики должны быть использованы. В культурах с высоким индексом универсализма концентрируются больше на формальных правилах, чем на отношениях, контракты в сфере бизнеса рассматриваются очень узко, так как люди верят, что "сделка есть сделка". В культурах же с низким значением универсализма упор делается на отношения и доверие, а не на формальные правила. В таких культурах контракты часто изменяются, и поскольку партнеры знают друг друга очень хорошо, они часто меняют способ достижения результата в соответствии с обстоятельствами [5].

Коллективизм–индивидуализм. Коллективизм – собирательный психологосоциальный термин, характеризующий любую доктрину, которая делает упор на важности и ценности коллектива. Противоположным понятием является индивидуализм.

Нейтральность–эмоциональность: в некоторых культурах приветствуется открытое выражение эмоций, в других – их принято контролировать.

№ группы ценностей	Группа ценностей	Содержание ценностей
1	Природа людей	Кто есть человек в обществе (божье или дьявольское создание)
2	Отношение человека к природе	Подчинение природе; доминирование над природой; гармония с природой
3	Отношения между людьми	Коллективизм; индивидуализм; иерархия (авторитеты, распределение коммуникаций, принцип старшинства)
4	Отношение к труду	Важность деяния; важность бытия; приоритет на содержание работы; баланс деятельности/чувств
5	Отношение ко времени	Прошлое; настоящее; будущее

Специфичность—диффузность. Специфичная культура предполагает разграничение публичного и личного пространства. Представители этой культуры предпочитают увеличивать публичное пространство, легко идут на контакт, в то же время очень осторожно относятся к личному пространству, впуская в него только близких людей. Диффузную же культуру определяет совмещение публичного и личного пространств. Соответственно, ее представители осторожнее смотрят за своим публичным пространством, так как доступ в него означает и проникновение в частную сферу личности.

Управление временем. Ф. Тромпенаарс отмечает два подхода ко времени — последовательный и синхронный. При первом время течет от прошлого к будущему, события следуют одно за другим; при втором поток времени однороден, каждое событие уникально и неповторимо.

Отношение к природе. С этой точки зрения Ф. Тромпенаарс делит культуры на внутренне- и внешнеуправляемые. Представители первой верят в возможность контроля получаемых результатов и сосредоточены на управлении внутренними ресурсами. Люди, принадлежащие к культуре второго типа, считают, что события идут своим чередом и к этому можно только адаптироваться.

Надо признать, что концепция Ф. Тромпенаарса, в которой он объединил идеи и модели других авторов, имеет

более практический характер, чем концепция К. Клакхона и Ф. Штротдбека. Тем не менее ни одна из них, к сожалению, не дает четкого и однозначного ответа на вопрос: что же такое организационная культура? А без ответа на него решить многие проблемы теории и практики просто невозможно. Так что вывод из всего сказанного напрашивается сам собой: определение понятия "организационная культура" — дело будущего. Хотя можно надеяться, что — будущего ближайшего.

#### Литература

1. Шейн Э.Г. Организационная культура и лидерство. 3-е изд., Питер, 2011.
2. Клакхон К. Культура: критический обзор понятий и определений, 1952.
3. Понятие "Корпоративная культура": Википедия — свободная энциклопедия. [Электронный ресурс], дата обновления 13.05.2011, URL: <http://ru.wikipedia.org/> / Корпоративная культура (дата обращения 20.10.2011).
4. Тромпенаарс Ф. Национально-культурные различия в контексте глобального бизнеса. Мн.: Попурри, 2004.
5. Понятие "Универсализм": Википедия — свободная энциклопедия. [Электронный ресурс], дата обновления 15.09.2011, URL: <http://ru.wikipedia.org/wiki/Универсализм> (дата обращения 08.10.2011).



-факты

**ПРОИЗВОДСТВО  
АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ТЕХНИКИ  
предприятиями России  
в 1-м квартале 2012 г.  
(По информации ОАО  
"Автосельхозмаш-хол-  
динг")**

Предприятие-изготовитель	Январь — март 2012 г.	Январь — март 2011 г.	Прирост, %
<b>ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>			
ЗИЛ	457	—	—
*Смоленский ААЗ	48	—	—
Петровский завод автозапчастей (Саратовская обл.)	7	—	—
ГАЗ	15 055	14 673	+2,6
АЗ "УРАЛ"	1 736	1 888	-8,1
*САЗ	209	269	-22,3
КамАЗ	12 630	9 046	+39,6
"КамАЗ-Восток"	9	1	+800,0
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	360	114	+215,8
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	228	232	-1,7
"Фузо КамАЗ Тракс Рус" ОСП	496	103	+381,6
УАЗ	5 166	5 876	-12,1
"Форд Соллерс Елабуга"	714	—	—
"Соллерс-Исузу"	1 039	2 321	-55,2
"Бау Мотор Корпорейшн"	387	189	+104,8
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	8	24	-66,7
Ижевский АЗ	858	1 306	-34,3
Брянский АЗ	26	23	+13,0
"Вольво Восток"	1 459	887	+64,5
"МЗ Тонар"	32	—	—
"ИВЕКО-АМТ"	107	102	+4,9

Предприятие-изготовитель	Январь – март 2012 г.	Январь – март 2011 г.	Прирост, %
ПСА "ВИС-авто"	740	698	+6,0
ТагАЗ	481	100	+581,0
"Скания-Питер"	205	173	+18,5
Мценский завод "Коммаш" (Орловская обл.)	1	–	–
"ЭРМЗ""Спецтранс" (Санкт-Петербург)	8	10	–20,0
"Кузбасс-Авто"	19	48	–60,4
"Шебекинский завод автоспецоборудования"	–	3	–
"Бецема"	342	224	+52,7
"Метровагонмаш"	–	1	–
"Великолукский завод "Лесхозмаш"	1	1	0,0
"Спектр Авто"	134	54	+148,1
"Чайка-НН"	182	219	–16,9
"РИАТ"	170	74	+129,7
"Камский завод "Трансмаш"	4	6	–33,3
<b>ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>			
ЗИЛ	1	–	–
ВАЗ	125 950	149 891	–16,0
Ижевский АЗ	4 391	4 747	–7,5
ПСА "Бронто"	69	109	–36,7
"Супер-Авто"	1 600	1 102	+45,2
"GM-АвтоВАЗ"	14 618	10 963	+33,3
"Автотор"	56 065	54 401	+3,1
"Автофрамос"	41 131	33 407	+23,1
"ИМС" (Московская обл., Раменский р-н)	5 234	3 151	+66,1
УАЗ	7 767	5 570	+39,4
"Форд Соллерс Елабуга", "Форд Соллерс Холдинг"	829	142	+483,8
"Соллерс-Набережные Челны"	–	4 657	–
"Соллерс-Елабуга"	206	435	–52,6
"Соллерс-Дальний Восток"	6 745	4 082	+65,2
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	–	–	–
ТагАЗ	2 233	6 713	–66,7
АК "Дервейс"	7 826	6 334	+23,6
"Чеченавто"	122	–	–
"Форд Мотор Компани"	28 640	20 653	+38,7
Предприятия Санкт-Петербурга**	91 276	39 198	+132,9
"Фольксваген Груп Рус"	41 575	25 297	+64,3
"ПСМА Рус"	13 291	7 535	+76,4
<b>АВТОБУСЫ</b>			
НефАЗ	108	132	–18,2
ГАЗ	2 841	2 574	+10,4
АЗ "Урал"	158	267	–40,8
ПАЗ	1 880	2 041	–7,9
ЛиАЗ	566	174	+225,3
ГолАЗ	20	57	–64,9
КАВЗ	160	231	–30,7
УАЗ	2 803	132	+2 023,5
"Форд Соллерс Елабуга"	28	–	–
"Соллерс-Елабуга"	5	596 <sup>)</sup>	–99,2
"Бау МК"	2	11	–80,8
ВАП "Волжанин"	239	26	+819,2
"Мичуринский автобус"	–	1	–
СТ "Нижегородец"	1 080	608	+77,6
ПКФ "Луидор"	882	262	+236,6
ТагАЗ, Ростовский автобусный завод	146	296	–50,7
Вологодский МЗ	–	11	–
"Тролза"	–	–	–
"Кузбасс-Авто"	36	30	+20,0
"Ирито"	220	317	–30,6
<b>ТРОЛЛЕЙБУСЫ</b>			
ЛиАЗ	6	–	–
"Тролза"	13	39	–66,7
"Транс Альфа Электро"	8	–	–
Башкирский ТЗ	11	19	–42,1
<b>АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ</b>			
ЛиАЗ	2	44	–95,5

Примечания: <sup>)</sup> На шасси других отечественных предприятий. <sup>\*\*</sup> Предприятия Санкт-Петербурга: "Дженерал Моторз Авто"; "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хендэ Мотор Мануфактуринг Рус", "Ниссан Мэнүфэкчуринг Рус".



УДК 629.113/115.003.13

## О КОМПЛЕКСНЫХ ПОКАЗАТЕЛЯХ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЯ<sup>1</sup>

Канд. техн. наук **В.И. КОПОТИЛОВ**  
Тюменский ВИИВ (+7. 3452. 43-41-21)

Я.Е. Фаробин при оптимизации полной массы автопоезда предложил использовать комплексный показатель  $W_Q$  эффективности, численно равный отношению его средней производительности  $W$  к средней величине путевого расхода  $Q_S$  топлива (формула № 15 в таблице). Автор утверждает [7], что "По своей структуре этот критерий аналогичен коэффициенту полезного действия, который, как известно, является обобщенным показателем совершенства работы любой машины или механизма". Однако с этим вряд ли можно согласиться.

Во-первых, показатель  $W_Q$  весьма далек от КПД. Достаточно указать хотя бы на то, что он, в отличие от КПД, — величина размерная. Его размерность —  $\text{т} \cdot (\text{км})^2 / (\text{л} \cdot \text{ч})$ . Во-вторых, числитель  $W = \gamma q v_{\text{ср}}$  — фактически объем транспортной работы, совершенной за 1 ч движения, т.е. удельная работа АТС. И если ее рассматривать как меру часового полезного эффекта, то эту работу следовало бы соизмерять не с величиной среднего расхода топлива на 100 км пути ( $Q_S$ ), а со средней величиной часового расхода (л/ч). Такой показатель, имея размерность  $\text{т} \cdot \text{км} / \text{л}$ , означал бы величину транспортной работы, которую выполняет АТС, расходуя 1 л топлива, т.е. имел бы четкий физический смысл.

Таким образом, принятая автором мера полезного эффекта  $W = \gamma q v_{\text{ср}}$  от эксплуатации и затрат ресурсов ( $Q_S$ ) не согласуются друг с другом, что лишает критерий  $W_Q$  ясного физического смысла.

Кстати, такой же недостаток присущ и критериям "удельная производительность автомобиля" А.А. Токарева [8], а также показателю "эффективная топливная экономичность" В.И. Ерохова [9] и критерию "условная удельная производительность автопоезда", который фигурирует в работах Я.Е. Фаробина, в частности в книге [7].

У А.А. Токарева показатель "удельная производительность автомобиля" представляет собой отношение "теоретической производительности к расходу топлива на единицу пути или единицу транспортной работы" [8], т.е. их можно подсчитать по формулам № 16 или 17.

Как видим, физический смысл этих критериев четко определить невозможно, поскольку числители ( $m_n v_{\text{ср}}$ ) и знаменатели ( $Q_S$  или  $Q_W$ ) друг другу не соответствуют: величина  $m_n v_{\text{ср}}$  — транспортная работа, выполняемая за 1 ч движения АТС, а знаменатели — количество топлива, израсходованного соответственно при пробеге 100 км пути ( $Q_S$ ) и выполнении 1 т·км транспортной работы ( $Q_W$ ).

Разумного объяснения необходимости в таком сочетании указанных параметров дать нельзя, следовательно, и

критерии, определенные по формулам № 16 и 17, вряд ли можно считать состоятельными.

Практически то же самое можно сказать и о критерии "эффективная топливная экономичность", который приводит В.И. Ерохов (формула № 18). Как видно из этой формулы, в ней абсолютный расход топлива ( $Q_T$ ) автор сопоставляет со средней часовой производительностью АТС. Некорректность такого сопоставления заключается в том, что абсолютный показатель затрат ( $Q_T$ ) соотносится с удельным показателем полезного эффекта ( $P v_a$ ). Совершенно очевидно, что оба показателя должны быть или абсолютными, или же удельными. Так, если бы вместо абсолютного расхода  $Q_T$  топлива автор использовал средний часовой расход  $Q_i$  (л/ч), то показатель  $q_{\text{эф}}$  выражал бы среднюю величину расхода топлива на единицу транспортной работы, т.е. имел бы четкий физический смысл.

Я.Е. Фаробин считает [7], что, наряду с критерием  $W_a$  (формула № 15), "Сравнительную оценку автопоездов целесообразно проводить по комплексному критерию — условной удельной производительности, представляющей собой отношение полной массы автопоезда, умноженной на среднюю скорость чистого движения и деленную на средний расход топлива" (формула № 19).

Недостаток этого критерия тот же, что и у рассмотренных выше: несоответствие полезного эффекта и затрат.

Этот изъян учел Л.Г. Трёмбовельский [10], который, заимствуя критерий у Я.Е. Фаробина, модернизировал его путем замены путевого расхода топлива ( $Q_S$ ) на часовой расход  $G_{\text{тр,ср}}$  (формула № 20).

Изменение, внесенное Л.Г. Трёмбовельским, несомненно, придало критерию определенный физический смысл. И для решения тех или иных технических задач такой критерий вполне допустим. Но если исходить с эксплуатационных позиций, то возможность его применения вызывает сомнения. Они основаны на том, что числитель дроби,  $m_a v_{\text{ср}}$ , — это объем транспортной работы по перемещению груза ( $W_{\text{гр}}$ ) и ...самого автотранспортного средства ( $W_{\text{АТС}}$ ), совершаемой АТС в течение 1 ч "чистого времени" движения. Что хорошо видно из формулы № 21. Но очевидно, что работа  $W_{\text{АТС}}$  по перемещению самого АТС, если оно предназначено для перевозки грузов (или пассажиров), не может служить мерой эксплуатационного полезного эффекта, создаваемого транспортным средством. Присутствие же данного показателя в числителе дроби (формула № 20) приводит к тому, что увеличение массы самого транспортного средства при прочих равных условиях ведет к ...повышению технического уровня АТС.

Таким образом, можно утверждать, что показатель эффективности, предложенный Л.Г. Трёмбовельским, превосходит критерий Я.Е. Фаробина, но для оценки эксплуатационной топливно-энергетической эффективности АТС, предназначенных для перевозки грузов или пассажиров, он все же неприемлем. Однако бесполезен: его можно применять для оценки некоторых специальных АТС, если их полезный эффект состоит в их самом перемещении (точнее, того оборудования, которое смонтировано на шасси), а не в объеме транспортной работы как таковой.

<sup>1</sup>Продолжение. Начало см. "АП", 2011, № 5.

Примером критерия, в котором эксплуатационный расход топлива правильно сочетается с транспортной работой, может служить "показатель  $Q_{\text{и}}$  эффективности топливоиспользования", который дает В.И. Ерохов (формула № 22): он имеет ясный смысл и выражает количество израсходованного топлива на единицу объема транспортной работы (заметим, что такой показатель достаточно давно используется в практике работы АТП для оценки совершенства организации перевозок и анализа эффективности расходования топлива). Но, к сожалению, В.И. Ерохов не дал примеров и не разработал методик его практического применения для оценки совершенства конструкции автомобилей, поэтому он не получил распространения в автомобилестроении.

Анализируя критерии эффективности Д.П. Великанова (формула № 3), Я.Е. Фаробина (формулы № 15 и 19), А.А. Токарева (формулы № 16 и 17), В.И. Ерохова (формулы № 18 и 22), Л.Г. Трёмбевельского (формула № 20), можно отметить, что им присуще наличие (в явном или скрытом виде) абсолютного или удельного показателя создаваемого при этом полезного эффекта, логично и естественно.

Для АТС, перевозящих грузы или пассажиров, транспортная работа  $W$ , исчисляемая в т-км (или пасс-км) — основной показатель их использования, который оценивает создаваемый ими полезный эффект. Поэтому применение этого показателя при построении критериев топливно-энергетической эффективности, которые призваны измерять затраты топлива (или его энергии) с величиной создаваемого при этом полезного эффекта, логично и естественно.

Однако есть и противники таких критериев. Они считают, что транспортная работа  $W$  не соответствует механической работе  $A$ , которая широко используется в физике. Более того, некоторые из них, например П.П. Евсеев (см. "АП", 1999, № 2), даже доказывают, что собственно в доказательствах и не нуждается, а именно: транспортной работой  $W$  нельзя исчислять механическую работу  $A$  сил сопротивления движению автомобиля. Но коль скоро это так, то, по мнению П.П. Евсеева и его единомышленников, любые критерии топливно-энергетической эффективности, в которых фигурирует транспортная работа, неприемлемы. Тот же П.П. Евсеев считает: поскольку величина транспортной работы, подсчитанная традиционными методами, сильно завышена, то рассчитанный расход топлива на единицу транспортной работы, наоборот, оказывается сильно заниженным, что создает ложное представление о топливной экономичности автомобиля.

Но такая аргументация и противопоставление этих двух совершенно разных показателей (так же, как и их отождествление либо подмена одного другим) лишены научной основы и неприемлемы. Заблуждение тех, кто выступает против топливно-энергетических критериев, так или иначе учитывающих транспортную работу, заключается в том, что они рассматривают АТС исключительно как некую энергетическую машину, в которой происходят процессы преобразования энергии топлива, а возникающие внутренние и внешние силы совершают механическую работу. При этом они совершенно игнорируют то, что автомобиль — изделие, предназначенное для перемещения грузов и (или) пассажиров, а вовсе не для преобразования энергии топлива в механическую работу. Поэтому с эксплуатационных позиций важно знать соотношение затрат энергии и совершаемой за ее счет транспортной работы  $W$ . Другими словами, эксплуатационный подход к топливно-энергетической эффективности АТС имеет такое же право на существование, как и физический, и нет смысла противопоставлять их друг другу. Именно исходя из этого,

автор данной статьи предложил ("АП", 2010, № 12) показатель  $\Theta$  энергетической эффективности, который был определен (формула № 23) как отношение совершенной автомобилем транспортной работы ( $W$ , т-км) к израсходованной им энергии ( $\Omega$ , МДж).

Таким образом, главная особенность отмеченных выше критериев заключается в том, что они отражают эксплуатационную энергоэффективность АТС, т.е. являются техническими и при этом размерными величинами. (Техническими их следует условно считать потому, что они основаны на использовании такого сугубо эксплуатационного, т.е. технического, показателя, как транспортная работа.)

Другие же критерии (например, рассчитанные по формулам № 4, 6, 10 и 11) можно считать физическими, так как они, несмотря на их научную несостоятельность, так или иначе нацелены на определение эффективности преобразования энергии топлива в полезную механическую работу. При этом среди таких критериев преобладают безразмерные показатели, интерес к которым в последние 10–15 лет повысился. Хотя, заметим, эти критерии фигурировали в научно-технической литературе и ранее. По-видимому, первой работой, в которой фигурирует безразмерный показатель, является книга В.А. Петрова [11], посвященная автоматическому управлению трансмиссией, в которой автор, не вдаваясь в физический смысл и не придавая особого значения, привел формулу КПД, учитывающего потери в двигателе и трансмиссии (формула № 24).

Первым же, кто выдвинул идею оценивать совершенство конструкции АТС с энергетической точки зрения посредством КПД, стал М.И. Погобеков ("АП", 1962, № 9). Именно он попытался обосновать КПД автомобиля, как отношение мощности  $N_f$ , расходуемой на полезную работу по перемещению грузов и пассажиров, к эффективной мощности  $N_e$  двигателя (формула № 25). Путем несложных преобразований он свел  $\eta_a$  к формуле № 26, в которой показатель  $\eta_f$  предложил определять по формуле № 27.

Как следует из формулы № 25, КПД автомобиля — безразмерная величина, равная доле эффективной мощности двигателя, которая затрачивается на покрытие мощности сопротивления качению, обусловленной грузом или пассажирами. Но, анализируя связь  $\eta_a$  с производительностью автомобиля и расходом топлива, автор этой формулы пришел к выводу, что КПД автомобиля дает полную энергооценку шасси, но не всего автомобиля. В той же статье он отметил, что полный (энергетический) КПД автомобиля должен учесть все потери в шасси и двигателе в процессе преобразования энергии топлива в механическую работу автомобиля и предложил для этого использовать формулу № 28. Но, к сожалению, не дал ей должного теоретического обоснования, не раскрыл и не оценил физический смысл показателя  $\eta$ . В итоге оценка энергетической эффективности автомобиля оказалась сведенной автором все же к оценке его шасси. И даже спустя 34 года в другой статье он по-прежнему настаивал на том, что КПД автомобиля — это показатель энергетического совершенства шасси и составил, подбирая показатели уже субъективно, новую формулу его расчета (формула № 29), которая явно ошибочна. Автор, не имея на то оснований, оценку всей системы (автомобиля) подменил оценкой части этой системы (шасси) и исключил при этом двигатель. На эту ошибку М.И. Погобекова справедливо указал А.А. Токарев, который отметил, что главный недостаток рассматриваемой формулы состоит в том, что она не учитывает тепловые потери двигателя, а без него автомобиля не бывает.

К сказанному следует добавить, что подход, основанный на сопоставлении мощности "сняемой с ведущих



№ формулы	Формула	Примечания
15	$W_Q = W / Q_S = \gamma q v_{cp} / Q_S$	$\gamma$ – статический коэффициент использования грузоподъемности; $q$ – номинальная грузоподъемность
16	$w = m_n v_{cp} / Q_S$	$m_n$ – номинальная грузоподъемность автомобиля; $Q_S$ – расход топлива на единицу пути
17	$w = m_n v_{cp} / Q_W$	$Q_W$ – расход топлива на единицу транспортной работы
18	$q_{эф} = Q_T / P v_a$	$Q_T$ – расход топлива; $P$ – масса перевозимого груза; $v_a$ – средняя техническая скорость движения автомобиля
19	$W_Q = G_a v_{cp} / Q_S$	$G_a$ – полная масса автопоезда
20	$K_{т-э} = m_a v_{cp} / G_{тсп}$	$m_a$ – полная масса автопоезда
21	$m_a v_{cp} = (m_{тр} + m_{АТС}) v_{cp} = W_{тр} + W_{АТС}$	–
22	$Q_W = (Q_{эк} / W_{тр}) 100$	$Q_{эк}$ – эксплуатационный расход топлива; $W_{тр}$ – объем транспортной работы
23	$\Theta = W / \Omega = \frac{m_{тр}^n \gamma \beta}{10 \rho_t H_u q_{SS}}$	$m_{тр}^n$ – номинальная грузоподъемность АТС; $\gamma$ – коэффициент использования грузоподъемности; $\beta$ – коэффициент использования пробега; $\rho$ – плотность топлива; $H_u$ – низшая теплотворная способность топлива; $q_{SS}$ – средняя величина путевого расхода топлива на рассматриваемом интервале пробега
24	$\eta_a = \eta_e \eta_{тр} = \frac{632\,000 N_k}{H_u Q_t}$	$\eta_e$ – эффективный КПД двигателя; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; $Q_t$ – мгновенный расход топлива; $N_k$ – мощность на ведущих колесах автомобиля
25	$N_a = \frac{N_{f_x}}{N_e}$	–
26	$\eta_a = \eta_m \eta_w \eta_b$	$\eta_m$ – КПД трансмиссии; $\eta_b$ – КПД, характеризующий потери на буксование ведущих колес; $\eta_w$ – КПД, характеризующий потери от самопередвижения АТС (без учета полезного груза и аэродинамических потерь)
27	$\eta_w = \frac{P_{f_r}}{P_{ко}} = \frac{P_{ко} - (P_{f_x} + P_w)}{P_{ко}}$	$P_{ко}$ – окружная сила на ведущих колесах; $P_w$ – сила сопротивления воздуха; $P_{f_x}$ – сила сопротивления качению, обуславливающая полезную работу перемещения грузов или пассажиров; $P_{f_x}$ – сила сопротивления качению при отсутствии полезной нагрузки
28	$\eta = \eta_e \eta_a$	$\eta_e$ – эффективный КПД двигателя
29	$\eta_a = \frac{f_{\Theta} G_r \eta_m \eta_b}{f (G_r + G_o) + k F v^2}$	–

колес", "на крюке", "затрачиваемой на движение", "затрачиваемой на сопротивление", "обусловленной грузом" и эффективной мощности двигателя ( $N_e$ ) или мощности, подводимой к ведущим колесам ( $N_k$ ), свойственен не только М.И. Погосбекову, но и другим специалистам, в частности Д.И. Ткаченко и Б.Н. Шалягину [12], Д.А. Чудакову [13], А.В. Лепешкину [14]. Ясно, что построенные таким образом показатели не могут использоваться для комплексной оценки энергетической эффективности транспортной машины. В лучшем случае они позволяют решать частные задачи, например, оценить эффективность лишь шасси или ведущих колес.

#### Литература

7. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. М.: Транспорт, 1983. 200 с.

8. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
9. Ерохов В.И. Экономическая эксплуатация автомобиля. М.: ДОСААФ, 1986. – 128 с.
10. Трёмбовельский Л.Г. Пути обеспечения согласованности двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства // Вестник машиностроения, 2009. № 9. С. 20–22.
11. Петров В.А. Основы теории автоматического управления трансмиссией. М.: Изд-во АН СССР, 1957. – 164 с.
12. Ткаченко Д.И., Шалягин Б.Н. Полный КПД мобильного энергетического средства / В кн.: Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей: Сб. научн. тр. МИССП. Т. XV. Вып. 4. М., 1978. – С. 15–19.
13. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1972.
14. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин // Автомобильная промышленность. 2010. № 10. С. 19–23.

(Окончание следует)

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ "ВЛАДЕЛЕЦ–АВТОМОБИЛЬ–СЕРВИС" КАК РЕЗУЛЬТАТ ВЫБОРА ЕЕ АКЦЕНТИРУЕМОЙ КОМПОНЕНТЫ

Д-р экон. наук С.Н. ГЛАГОЛЕВ, канд. техн. наук  
Н.С. СЕВРЮГИНА

Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова (8. 4722.-23-05-05)

*Рассмотрены теоретические предпосылки проведения исследований обеспечения экономической устойчивости предприятий сервиса автомобильного транспорта. Установлено взаимовлияние элементов системы "водитель–автомобиль–сервис".*

**Ключевые слова:** мегаполис, водитель, автомобиль, сервис, функционирование, система, компонент, акцент, взаимодействие, эффективность, исследование.

Glagolev S.N., Sevryugina N.S.

### THE EFFECTIVENESS OF FUNCTION OF THE SYSTEM "DRIVER–VEHICLE–SERVICE" AS RESULT OF CHOICE ITS ACCENTED COMPONENT

*The theoretical background research to ensure economic stability of enterprises the service roads are considered. Established mutual elements of the system "driver–car service".*

**Keywords:** megapolis, driver, car, service, function, system, component, emphasis, interaction, efficiency, investigation.

В настоящее время стремление стать владельцем автомобиля – не абстрактное желание, мечта, а та реальность, которую нельзя не учитывать при разработке стратегии развития любого региона страны. Вопрос покупки автотранспортного средства (АТС) хотя и решается индивидуально, но в этом участвует и государство, поскольку оно разрабатывает различные пути упрощения и обеспечения данного процесса, исходя из того, что это – не только возможность удовлетворения потребности в передвижении или перевозке грузов, но и обязанность поддержания его работоспособного состояния независимо от числа сменяемых владельцев, а также его утилизация. В связи с этим на первый план выходят составляющие, взаимовлияние которых неоспоримо: "АТС–его владелец–сервисное предприятие".

Наиболее эффективно описать взаимодействие всех компонентов, влияющих на характер функционирования АТС, можно с помощью инфографической модели [1], представляемой в виде системы "владелец–автомобиль–сервис". Однако, с одной стороны, для этого необходимо рассматривать все возможные варианты выбора той акцентированной (главной) компоненты системы, которая в процессе отслеживания каналов обратной связи переводит все остальные компоненты в разряд маргинальных, а в качестве допущения принимать, что акцентированные компоненты имеют существенные семантические отличия, т.е. обладают свойством разнообразия [2].

С другой стороны, выбор акцентированной компоненты в качестве объекта исследования дает и разнообразие маргинальных компонентов, что в конечном итоге формирует разнообразие систем, целевая функция каждой из которых будет обладать только ей присущим полезным результатом. И здесь очень важно добиться упорядоченности во взаимодействии всего этого множества компонентов, что может быть обеспечено лишь на основе определения степени их содействия в получении системой строго определенного полезного результата.

Исходя из этих соображений, обратимся к системе "владелец–автомобиль–сервис".

Общим ее показателем и целью существования является эффективность функционирования. Или, если учесть, что каждый ее элемент оказывает только ему присущее

влияние на эффективность, то правомерно сказать: системообразующим, упорядочивающим фактором и делающим рассматриваемую систему функциональной является полезный приспособительный результат [1].

Чтобы оценить этот результат, систему "владелец–автомобиль–сервис" необходимо проанализировать с точки зрения уровней устойчивости воздействия ее компонент друг на друга.

Начнем с компоненты "владелец". Это физическое лицо, эксплуатирующее автомобиль и влияющее на его техническое состояние. В отношении его можно выделить следующие характеристики: опыт и культура вождения; заинтересованность в долговечности конкретного автомобиля.

Вторая компонента – "автомобиль". Она представляет собой объект, подвергаемый воздействию времени и различным отрицательным факторам окружающей среды, спроектированный и изготовленный производителем с заданным ресурсом, который в немалой мере зависит от владельца, своевременности и квалифицированности выполнения поддерживающих техническое состояние воздействий.

Третья компонента – "сервис", т.е. организационно-техническая структура, предназначенная оказывать услуги по поддержанию автомобилей в исправном состоянии.

Как уже отмечалось, взаимодействие перечисленных компонент системы носит социальный характер, причем первая из них, "владелец", является ключевой фигурой как для технической компоненты – "автомобиль", так и организационной структуры – компоненты "сервис".

Иначе говоря, акцентированной компонентой системы "владелец–автомобиль–сервис" должна быть компонента "владелец", а компоненты "автомобиль" и "сервис" по отношению к ней – маргинальными. Данный факт позволяет выделить из системы "владелец–автомобиль–сервис" две подсистемы, взаимодействие элементов которых рассмотрим подробнее.

Элементы первой из них ("владелец–автомобиль") имеют целевую функцию управления, которая в теории обозначается, как "обеспечение технической исправности автомобиля", а в реальности сводится до требований к водителю соблюдать правила дорожного движения и требования инструкции по правилам эксплуатации автомобиля. Причем техническая сторона вопроса ограничена функцией ежедневного обслуживания автомобиля. Что, в общем-то, вполне обосновано: от водителя требуются начальные технические знания – общие знания основ конструкции автомобиля.

Оценивая взаимосвязь элементов второй подсистемы ("автомобиль–сервис"), можно отметить, что приспособительная оценка компоненты "сервис" включает не только показатели конструктивного совершенства автомобиля, оснащенности конкретного сервиса, оказывающего услуги, которые обеспечивают автомобилю работоспособность, но и значительно зависит от компоненты "владелец" – технической грамотности и общей его культуры: он, с одной стороны, всегда заинтересован в работоспособном состоянии своего автомобиля, а с другой, на его желание воспользоваться услугами сервиса оказывают влияние самые различные факторы – социальные, личностные, экономические, территориальные, возможность выбора и т.п.

В целях обеспечения эффективного функционирования системы "владелец–автомобиль–сервис" в стремительно изменяющихся условиях необходимо учитывать все разнообразие факторов. Для примера взят Белгородский регион, в котором авторы проводят исследования в области рассматриваемой проблемы.

В самом Белгороде большое внимание уделяется качеству автомобильных дорог, организации движения. Это подтверждается систематическим мониторингом дорожной ситуации, вводом дополнительных развязок на транспортных магистралях, результатом чего стала практически снятая проблема автомобильных "пробок". Вопросы повышения культуры вождения, более внимательного отношения к техническому состоянию автомобильного транспорта остаются открытыми.

Во-вторых, выполненные авторами маркетинговые исследования показывают, что в городе функционирует 52 магазина по продаже запасных частей к автомобилям, 17 станций технического обслуживания и 20 дилерских центров. Этого, на первый взгляд, вполне достаточно. Однако оценка территориального размещения предприятий сервисных услуг выявила их неравномерное распределение: более 35 % из них находятся в центральной части города. Кроме того, в настоящее время город стремительно развивается, в нем интенсивно обновляется жилой фонд, ведется строительство дорог, растут уровень занятости, доходы населения и число автовладельцев, что в будущем может привести к проблеме нехватки благоустроенных автостоянок и центров комплексного обслуживания автомобилей.

На административном уровне эти вопросы уже озвучены и предложены пути их решения. Следует отметить, что вопросы решаются комплексно, техническая проработка подкрепляется предварительно проведенными, всесторонними исследованиями с учетом научно-обоснованных рекомендаций. Взаимодействие административных структур, научных работников БГТУ имени В.Г. Шухова и представителей бизнес-сообщества направлено на изучение экономической устойчивости предприятий сервиса автомо-

бильного транспорта в Белгородском регионе с учетом влияния изменения акцентированной компоненты в системе "водитель—автомобиль—сервис", в исследованиях используется системный подход [2].

Таким образом, изложенный выше материал позволяет сделать следующие выводы.

1. Функциональная система "владелец—автомобиль—сервис" имеет многосторонние связи, а акцентированная компонента, образующая эту систему, должна базироваться на факторе обеспечения ее эффективности в целом.

2. На устойчивое функционирование системы "владелец—автомобиль—сервис" в целом оказывает полезный результат каждый компонент системы.

3. Актуальность исследований по формированию научно обоснованного многокритериального подхода к обеспечению экономической устойчивости предприятий сервиса автомобильного транспорта — дело очевидное и крайне необходимое. И в нем должны участвовать не только специалисты региональных администраций, но и вузов, поскольку такое объединение, как показывает опыт, дает максимальный социальный и экономический эффекты.

### Литература

1. Безопасность жизнедеятельности. Организационно-антропотехническая надежность функциональных систем мобильной среды строительного производства. Сер. "Инфографические основы функциональных систем" / Под ред. В.О. Чулкова. М.: Изд-во АСВ, 2003. — 176 с.
2. Богомолов А.А. Структура и семантика вариационной оптимизации транспортных машин и технологических процессов в общей теории систем: монография / А.А. Богомолов, М.В. Бунин, Н.С. Севрюгина. Белгород: Изд-во БГТУ имени В.Г. Шухова, 2009. — 83 с.

УДК 629.43

## ДВИГАТЕЛЬ, РАБОТАЮЩИЙ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ГОМОГЕННОЙ СМЕСИ ОТ СЖАТИЯ (HCCI-ПРОЦЕСС)

Кандидаты техн. наук **А.В. КОСТЮКОВ** и **А.Р. МАКАРОВ**,  
**М.Е. ПУСТЫНЦЕВ**, **А.В. КАМЕННЫЙ**  
МГМУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23 доб. 10-54)

*Приводятся результаты моторных испытаний макетного образца двигателя, работающего по циклу Отто–Дизеля на гомогенной смеси.*

**Ключевые слова:** Отто–Дизель, HCCI, двигатель внутреннего сгорания, гомогенная смесь, испытания, удельный расход топлива.

**Kostyukov A.V., Makarov A.R., Pustyntsev M.E., Kamenny A.V.**

**ENGINE WHICH WORKS WITH HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION IGNITION COMBUSTION**

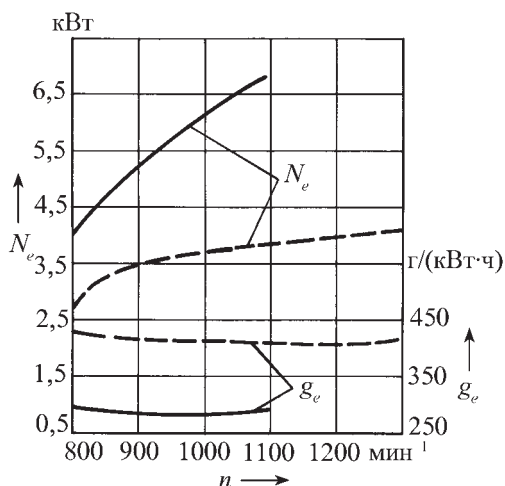
*There are results of test of prototype engine that operates at the Otto–Diesel cycle on a homogeneous mixture.*

**Keywords:** Otto–Diesel, HCCI, internal combustion engine, homogeneous mixture, test, specific fuel consumption.

В последнее время ведущие автомобилестроительные фирмы более пристальное внимание уделяют ДВС, в которых реализуется рабочий процесс с самовоспламенением гомогенной смеси от сжатия (HCCI-процесс). В таком ДВС, как и в бензиновом двигателе, имеется система внешнего смесеобразования, но рабочая смесь, состоящая из паров топлива, воздуха и отработавших газов, воспламеняется не от свечи зажигания, а в результате самовос-

пламенения в конце такта сжатия. При этом имеет место многоочаговое воспламенение и горение заряда по всему объему камеры сгорания, своего рода объемный взрыв. В результате скорость тепловыделения значительно возрастает, процесс подвода теплоты к рабочему телу приближается к наиболее выгодному с термодинамической точки зрения подводу теплоты при  $V = \text{const}$ , что в совокупности с высокой степенью сжатия, необходимой для самовоспламенения гомогенной смеси, обеспечивает высокие КПД и топливную экономичность таких ДВС. И так как двигателю с самовоспламенением гомогенного заряда присущи отличительные признаки бензинового двигателя и дизеля, то этот процесс иногда называют процессом Отто–Дизеля. Что, в общем-то, верно. Но с одним добавлением: температура горения гомогенного заряда во всем объеме камеры сгорания оказывается ниже температуры во фронте пламени гомогенной смеси как в бензиновом двигателе, так и в локальных зонах горения гетерогенной смеси в дизеле. Что определяет низкую концентрацию оксидов азота в отработавших газах [1].

Наряду с несомненными достоинствами двигателей с таким нетрадиционным процессом, на пути их широкого внедрения лежат определенные трудности. К ним можно отнести проблемы пуска, временного самовоспламенения, стабильной работы на малых нагрузках, жесткости работы на максимальных нагрузках. Однако в целом работы по дви-



гателям с НССИ-процессом интенсивно развиваются как в России, так и за рубежом, поскольку они перспективны. Правда, в России эти работы практически не вышли за уровень расчетно-оценочных, что связано в основном со значительными сложностями проведения экспериментов. Достаточно сказать, например, что имеющаяся в "Отто-Дизелях" повышенная теплонапряженность цилиндропоршневой группы и появляющаяся на некоторых его режимах активная детонация выводят экспериментальные работы по этим двигателям на уровень риска.

Тем не менее эксперименты проводятся. В частности, двигателисты МГМУ "МАМИ" занимаются экспериментальными исследованиями, которые должны показать, что может дать цикл Отто-Дизеля. И позволят отработать пути и подходы к решению связанных с ним проблем. Объектом исследований был выбран четырехтактный одноцилиндровый двигатель ИТ 9-2 с переменной степенью сжатия (в штатном исполнении от  $\epsilon = 4$  до  $\epsilon = 10$ ), предназначенный для определения октановых чисел бензинов.

На первом этапе исследований была снята (сплошные кривые на рисунке) внешняя характеристика двигателя при его работе на бензине АИ-92 по циклу Отто с зажиганием от свечи при установленной предельно возможной по условиям детонации степени сжатия ( $\epsilon = 8,4$ ). На втором двигатели исследовали при его работе по циклу Отто-Дизеля (пунктирные линии). Причем для увеличения степени сжатия до  $\epsilon = 30$  на

поршень устанавливали стальную накладку, которая, кроме того, решала задачу повышения температуры поршня и, следовательно, способствовала гомогенизации топливовоздушной смеси и ее самовоспламенению без свечи зажигания. С этой же целью впоследствии был изготовлен стальной составной поршень с теплоизолированной от юбки головкой, а накладка на днище для исключения ее обгорания при сгорании рабочей смеси выполнена из жаропрочной стали. Для устранения жесткой работы бензинового двигателя с самовоспламенением при его работе в Отто-Дизельном варианте использовалось дизельное топливо.

На том же рисунке приведена (штриховые кривые) и внешняя скоростная характеристика двигателя, работающего на гомогенной смеси с самовоспламенением. Как из него видно, переход на цикл Отто-Дизеля дает, по сравнению с работой по циклу Отто, значительное снижение удельного расхода топлива и увеличивает мощность двигателя. Так, его минимальный удельный расход топлива снизился с 420 до 276 г/(кВт·ч), или с 309 до 203 г/(л.с.·ч), т.е. на 34 %, а мощность при частоте вращения 1100 мин<sup>-1</sup> увеличилась в 2 раза – с 3,5 до 7 кВт (с 4,76 до 9,5 л.с.). Кроме того, в процессе экспериментальных работ было выявлено влияние степени сжатия ДВС на его эффективность. Например, при  $\epsilon = 28,8$  и применении поршней с термоизолирующей головкой удельный расход топлива уменьшился даже до 205 г/(кВт·ч), или до 150 г/(л.с.·ч), т.е. на 48 %. Иначе говоря, он стал очень близким к удельному расходу лучших современных дизелей [ $q_e = 190$  г/(кВт·ч), или 140 г/(л.с.·ч)] с существенно большим объемом цилиндра и со значительно более сложной и дорогой топливной аппаратурой. И это несмотря на увеличенные механические потери (механический КПД – 76 %). Так что вывод очевиден: ДВС, работающие на гомогенных смесях по циклу Отто-Дизеля, – безусловно, перспективные.

#### Литература

1. Гусаков С.В., Махмуд Мохамед Э. Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник Российского университета дружбы народов. Сер.: Инженерные исследования, 2004. № 2 (9).

### 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)

## АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ТИПА VR5

Канд. техн. наук **В.В. ГУСАРОВ, С.В. ГАЗИАЛИЕВ**  
МГИУ (495. 967-83-63 доб. 20276)

На примере двигателя автомобиля "Фольксваген Пассат B523i" анализируются особенности уравновешенности двигателя типа VR5.

**Ключевые слова:** уравновешенность, VR5, ДВС, сила, момент, анализ, импульс, возмущение, годограф, порядок.

Gusarov V.V., Gazialiev S.V.

### ANALYSIS OF BALANCE VR5 TYPE ENGINE

The analysis of an equilibration of the VR5 type engine for example engine of car Volkswagen Passat B523i is given.

**Keywords:** balance, VR5, engine, internal combustion engine, force, moment, analysis, impulse, outrage, hodograph, order.

ДВС конструктивной схемы VR, имеющие малый (12...20°) угол  $\gamma$  развала, довольно широко применяются в современном автомобилестроении, потому что обладают рядом преимуществ перед традиционными рядными (R) и V-образными компоновками. В частности, при тех же числе цилиндров и рабочем объеме, что и рядные, они получают значительно короче, а по сравнению с V-образными – конструктивно проще. Однако количественный анализ уравновешенности двигателей с такой схемой кривошипно-шатунного механизма традиционными способами, к сожалению, затруднителен. Поэтому для анализа уравновешенности необходимо было заняться разработкой методики и программы.

Эту задачу решить удалось. О чем говорят приводимые ниже результаты анализа уравновешенности ДВС типа VR5, имеющего достаточно сложную схему КШМ и примененного на автомобилях "Фольксваген Пассат B523i". Схема КШМ этого двигателя, имеющего порядок чередования рабочих ходов (п.р.) 1–2–4–5–3 и угол развала цилиндров 15°, показана на рис. 1, а расчетная схема – на рис. 2.

Особенность рассматриваемой схемы состоит в том, что в левом и правом рядах находится разное число цилиндров (два, второй и четвертый, – в левом; три, первый, третий и пятый, – в правом). В двигателе не уравновешены как результирующие сил инерции первого и второго порядков, так и моменты от этих сил.

Для безразмерной записи уравнений сил и моментов примем, что  $Mr\omega^2 = 1$ , где  $M$  – масса возвратно-поступательно движущихся деталей (ВПДМ) КШМ в одном цилиндре,  $r$  – радиус кривошипа,  $\omega$  – угловая скорость его вращения. Тогда с учетом порядка работы, схемы КШМ и при условии равномерного чередования рабочих ходов получим следующие формулы для проекций результирующих сил инерции первого ( $\Sigma P_{j1x}, \Sigma P_{j1y}$ ) и второго ( $\Sigma P_{j2x}, \Sigma P_{j2y}$ ) порядков на оси  $X$  и  $Y$ :

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1x} &= \cos \varphi \sin \frac{\gamma}{2} - \cos (\varphi - 144) \sin \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos (\varphi - 4 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2} - \cos (\varphi - 2 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos (\varphi - 3 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1y} &= \cos \varphi \cos \frac{\gamma}{2} + \cos (\varphi - 144) \cos \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos (\varphi - 4 \cdot 144) \cos \frac{\gamma}{2} + \cos (\varphi - 2 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2} + \end{aligned}$$

$$+ \cos (\varphi - 3 \cdot 144) \cos \frac{\gamma}{2};$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2x} &= \lambda (\cos 2\varphi \sin \frac{\gamma}{2} - \cos 2(\varphi - 144) \sin \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos 2(\varphi - 4 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2} - \cos 2(\varphi - 2 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos 2(\varphi - 3 \cdot 144) \sin \frac{\gamma}{2}). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2y} &= \lambda (\cos 2\varphi \cos \frac{\gamma}{2} + \cos 2(\varphi - 144) \cos \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos 2(\varphi - 4 \cdot 144) \cos \frac{\gamma}{2} + \cos 2(\varphi - 2 \cdot 144) \cos \frac{\gamma}{2} + \\ &+ \cos 2(\varphi - 3 \cdot 144) \cos \frac{\gamma}{2}). \end{aligned}$$

В этих формулах  $\varphi$  – текущий угол поворота кривошипа первого цилиндра,  $\lambda$  – безразмерный кинематический параметр.

Расчетная схема для определения моментов от сил инерции первого и второго порядков приведена на рис. 3 ( $a$  – расстояние от оси первого цилиндра до центра масс всего силового агрегата, включающего как ДВС, так и коробку передач). Для безразмерной записи примем расстояние между осями соседних цилиндров (по длине коленчатого вала) равным единице, а центр масс (ЦМ) силового агрегата располагается в вертикальной плоскости симметрии двигателя, проходящей через ось его коленчатого вала. (Заметим, что моменты от сил инерции в этом случае следует определять относительно ЦМ.) Произвольный выбор точки (часто в качестве ее берут середину коленчатого вала), относительно которой находят результирующие моменты, возможен только в случае равенства нулю резуль-

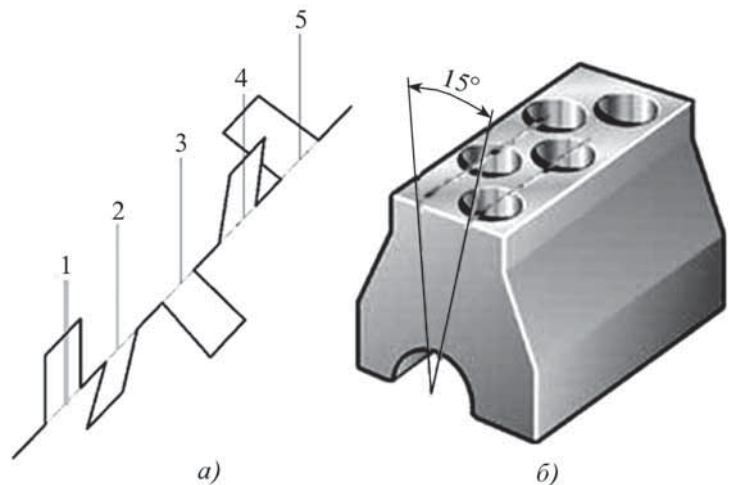


Рис. 1. Схемы коленчатого вала (а) и блок-картера (б) двигателя типа VR5: 1–5 – оси цилиндров

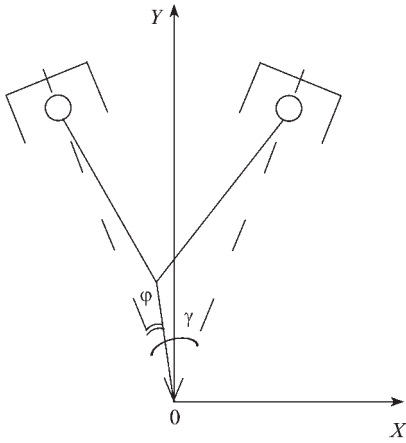


Рис. 2. Расчетная схема КШМ двигателя типа VR5

тирующих сил, но при  $\gamma \neq 0^\circ$  результирующие силы, как будет показано ниже, не равны нулю. Тогда общий вид выражения для моментов сил инерций от ВПДМ относительно ЦМ будет следующим:

$$\begin{aligned} \Sigma M_j = & P_{j1u} a + P_{j2u} (a-1) + P_{j3u} (a-2) + \\ & + P_{j4u} (a-3) + P_{j5u} (a-4) = \Sigma P_{j1} a - P_{j2u} - 2P_{j3u} - \\ & - 3P_{j4u} - 4P_{j5u}. \end{aligned}$$

Выражения же для проекций векторов моментов от сил инерций первого и второго порядков относительно осей X и Y (см. рис. 2) оказываются такими:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{j1x} = & \Sigma P_{j1y} a \cos \frac{\gamma}{2} - \\ & - (P_{j1y2u} + 2P_{j1y3u} + 3P_{j1y4u} + 4P_{j1y5u}) \cos \frac{\gamma}{2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{j1y} = & \Sigma P_{j1x} a \sin \frac{\gamma}{2} + \\ & + (-P_{j1x2u} + 2P_{j1x3u} - 3P_{j1x4u} + 4P_{j1x5u}) \sin \frac{\gamma}{2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{j2x} = & \Sigma P_{j2y} a \cos \frac{\gamma}{2} - (P_{j2y2u} + 2P_{j2y3u} + \\ & + 3P_{j2y4u} + 4P_{j2y5u}) \cos \frac{\gamma}{2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{j2y} = & \Sigma P_{j2x} a \sin \frac{\gamma}{2} + \\ & + (-P_{j2x2u} + 2P_{j2x3u} - 3P_{j2x4u} + 4P_{j2x5u}) \sin \frac{\gamma}{2}. \end{aligned}$$

Итоговое выражение для модуля силы инерции первого порядка дает уравнение:  $\Sigma P_{j1} = \sqrt{(\Sigma P_{j1x})^2 + (\Sigma P_{j1y})^2}$ , а значение угла  $\psi$  действия этой силы относительно оси Y – уравнение  $\psi = \arctg \left( \frac{\Sigma P_{j1x}}{\Sigma P_{j1y}} \right)$ . Что касается формул для определения модулей и углов действия остальных сил и моментов ( $\Sigma P_{j1}$ ,  $\Sigma P_{j2}$ ,  $\Sigma M_{j1}$ ,  $\Sigma M_{j2}$ ), то они имеют аналогичный вид.

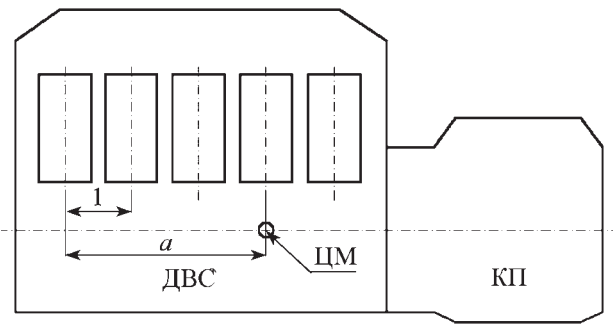


Рис. 3. Расчетная схема для определения моментов от сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс КШМ, действующих в остане силового агрегата

Разработанная с учетом этих формул программа позволяет оценивать значения всех рассмотренных сил и моментов за период их действия, строить годографы, находить как сравнительную количественную меру их возмущающего действия (по безразмерным значениям), так и фактические (размерные) величины возмущений за период с учетом конкретных значений параметров конструкции ДВС (масс деталей, угла развала, положения ЦМ и т.п.) и режимов работы.

В этой связи хотелось бы обратить внимание читателей на одно очень важное обстоятельство: КШМ двигателя VR5 обладает большой многовариантностью: уже рядная схема R, которую можно рассматривать как частный случай схемы VR, у которой угол развала  $\gamma = 0$ , имеет 24 варианта схем КШМ, обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов. Кроме того, за счет разных углов  $\gamma$  развала и разных положений ЦМ (размера  $a$  на рис. 3) возможны и дополнительные варианты, каждый из которых будет обладать своей уравновешенностью (будут разные возмущения от инерционных сил и моментов). При такой многовариантности анализ уравновешенностей разных схем КШМ с учетом достаточно громоздких выражений для возмущающих сил и моментов практически возможен только с использованием компьютерных технологий. Что авторы статьи и применили к рассматриваемому двигателю. В результате получили рис. 4, на котором показаны годографы безразмерных сил инерции от ВПДМ и моментов этих сил при  $\gamma = 15^\circ$  и  $a = 3$ .

Из этого рисунка видно, что при угле развала, не равном нулю, не уравновешены не только моменты первого и второго порядков (как и в рядной компоновке R5), но и силы инерции обоих порядков. Причем возмущающие моменты от инерционных сил за период меняют как величину, так и направление, а силы действуют только в горизонтальной плоскости (по оси X на рис. 2). Анализ также показал, что горизонтальное положение годографа результирующих сил инерции будет при любом варианте схемы КШМ, т.е. при разных вариантах чередования рабочих ходов и при разных углах  $\gamma$ . И только в рядной компоновке ( $\gamma = 0$ ) силы равны нулю, а моменты действуют в вертикальной плоскости (их годографы – горизонтальные отрезки) [1].

Амплитуды результирующих относительных (безразмерных) сил и моментов можно оценить по длинам отрезков от центра до крайних точек соответствующих годографов. Например, из рис. 4 следует, что амплитуда результирующей силы инерции второго порядка в  $\sim 1,5$  раза меньше амплитуды сил первого порядка. А вот возмущения от сил второго порядка в  $\sim 3$  раза меньше возмущения от сил первого порядка. Причина – неодинаковые продолжительности действия указанных сил за период.

Корректная сравнительная оценка возмущений от сил и моментов возможна по величинам максимальных безразмерных импульсов возмущений за период  $L_{\max_{P_j}}$  — от сил инерции,  $L_{\max_{M_j}}$  — от моментов этих сил [2]. Для рассматриваемого случая  $L_{\max_{P_{j1}}} = 0,323$  рад.,  $L_{\max_{P_{j2}}} = 0,105$  рад., т.е. возмущения от сил инерции первого порядка в 3 раза больше, чем от сил второго порядка;  $L_{\max_{M_{j1}}} = 1,46$  рад.,  $L_{\max_{M_{j2}}} = 1,25$  рад., т.е. возмущения от действия моментов для обоих порядков примерно одинаковы. Однако следует учитывать, что для прямого количественного сравнения значений импульсов сил и моментов (из условия действия одинаковых энергий возмущений при их равных значениях) значения импульсов сил ( $L_{\max_{P_j}}$ ) надо умножить на коэффициент  $k$  приведения, зависящий от массогабаритных параметров силового агрегата и подсчитываемый по формуле  $k = (J_{ca} / M_{ca})^{0,5}$ , где  $J_{ca}$  — момент инерции силового агрегата относительно оси, перпендикулярной коленчатому валу и проходящей через центр масс,  $M_{ca}$  — масса силового агрегата. При этом обычно принимается, что  $k \approx 0,25$ . Приведенное же значение импульса  $L_{\text{пр}_{\max_{P_j}}}$  сил (для возможности его непосредственного количественного сравнения со значениями импульсов моментов) дает формула  $L_{\text{пр}_{\max_{P_j}}} = k L_{\max_{P_j}}$ .

После такого приведения становится ясно, что возмущения первого порядка от действия моментов, характеризуемые величиной  $L_{\max_{M_j}}$ , в  $\sim 20$  раз больше, чем от действия неуравновешенных сил. Для возмущений же второго порядка эта разница еще больше.

Авторы оценили влияние положения центра масс рассматриваемого силового агрегата на неуравновешенность от действия моментов сил инерции. И вот что при этом выяснилось.

Положение центра масс, характеризуемое размером  $a$  (см. рис. 3), влияет на возмущающее действие моментов от сил инерции незначительно. Так, при  $\gamma = 13^\circ$  и  $a = 2$  значения безразличных импульсов составляют:  $L_{\max_{M_{j1}}} = 1,42$ ,  $L_{\max_{M_{j2}}} = 1,24$ , а при  $a = 5$  — соответственно  $L_{\max_{M_{j1}}} = 1,72$ ,  $L_{\max_{M_{j2}}} = 1,28$ . Практически то же самое имеет место и для других углов развала.

Оценили авторы и влияние угла  $\gamma$  развала цилиндров на уравновешенность рассматриваемого двигателя. Полученные результаты сведены в таблицу, которые подтверждают, что с увеличением угла  $\gamma$  развала растут возмущения от действия неуравновешенных сил и моментов, тогда как действие момента от сил инерции второго порядка не меняется. С учетом же приведения значений импульсов от сил и моментов "к одному знаменателю" (через коэффициент  $k$ , как сказано выше), что удобно для сравнения их по энергии возмущений, получается, что возмущения от неуравновешенных сил во всех случаях незначительны. Причем по величине импульса возмущения неуравновешенность от сил инерции при разных углах развала в  $\sim 20 \dots 30$  раз меньше, чем от моментов. Заметим, что энергия возмущения пропорциональна квадрату значения импульса и, следовательно, разница действий неуравновешенных сил и моментов еще больше.

Рассмотренные выше варианты КШМ работают по схеме "1–2–4–5–3", т.е. схеме, соответствующей всем существующим в настоящее время моделям ДВС типа R5, поскольку именно она обеспечивает минимальное возмущающее действие неуравновешенных моментов от сил инерции. Так, расчеты показали: если у двигателя автомо-

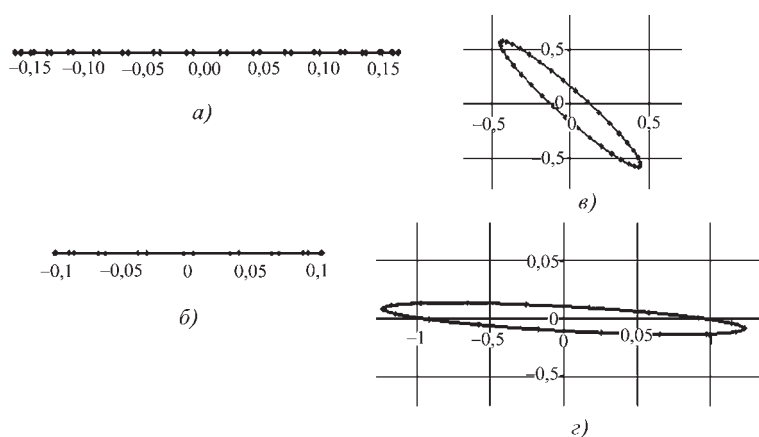


Рис. 4. Безразмерные годографы сил инерции первого (а) и второго (б) порядков и моментов от этих сил (в, г) при  $\gamma = 15^\circ$  и схеме КШМ, соответствующей порядку работы двигателя "1–2–4–5–3"

биля "Фольксваген Пассат В523i" порядок работы его цилиндров заменить любым из 24 в принципе возможных вариантов, то даже при самом лучшем из них ("1–2–3–5–4") возмущения от действия неуравновешенных моментов оказываются в 2 раза больше, чем у варианта с порядком работы "1–2–4–5–3".

Таким образом, у ДВС типа VR5 ( $\gamma \neq 0$ ) какую бы схему КШМ не применять, всегда будут не уравновешены как силы инерции, так и моменты от них. Причем возмущения от действия неуравновешенного момента сил инерции всегда намного больше, чем от этих сил. Кроме того, при увеличении угла развала возмущение от действия неуравновешенного момента сил инерции первого порядка ( $\Sigma M_{j1}$ ) существенно возрастает. Например, при типичном угле  $\gamma$  развала ДВС типа VR5, равном  $15^\circ$ , импульс  $L_{\max_{M_{j1}}}$  от этого момента почти в 1,5 раза больше, чем в случае рядной схемы ( $\gamma = 0^\circ$ ). Что же касается положения центра масс силового агрегата, то он заметного влияния на уравновешенность не оказывает.

И последнее. Для ДВС типа VR5 единственно приемлемый порядок работы цилиндров следующий: "1–2–4–5–3".

Угол развала, град	Значения безразмерных импульсов			
	$L_{\max_{P_{j1}}}$	$L_{\max_{P_{j2}}}$	$L_{\max_{M_{j1}}}$	$L_{\max_{M_{j2}}}$
0	0	0	0,90	1,25
10	0,216	0,070	0,90	1,25
15	0,323	0,105	1,46	1,25
20	0,430	0,140	1,77	1,24

#### Литература

- Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. — 496 с.
- Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1984. — 384 с.
- Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. Колебания силового агрегата автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. — 266 с.

## УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ РЕГУЛЯТОР ТОРМОЗНЫХ СИЛ

Кандидаты техн. наук **В.В. ГЕРАЩЕНКО, В.П. ЛОБАХ** и **В.Д. РОГОЖИН, А.А. МЕТТО**

Белорусско-Российский университет (+375. 22 226-33-71)

*Рассмотрены способ и устройство для регулирования тормозных сил, позволяющее повысить эффективность торможения.*

**Ключевые слова:** способ, устройство, регулирование тормозных сил.

**Gerashenko V.V., Lobah V.P., Rogojin V.P., Metto A.A.**

### IMPROVED REGULATOR OF BREAKING FORCES

*The method regulation and the device for its implementation are considered.*

**Keywords:** method, device, regulation, braking, forces

Авторы данной статьи проанализировали существующие способы регулирования тормозных сил на современных АТС и устройств для их реализации. В результате установлено следующее: таких способов достаточно много. Но самый рекомендуемый из них для АТС, не оснащенных АБС, описан в работе [1]. Это импульсное регулирование, заключающееся в быстром блокировании и разблокировании колес, которое осуществляет водитель, изменяя усилие нажатия на педаль тормоза. Однако он крайне не эффективен, поскольку создаваемая и

реализуемая тормозные силы, как правило, не соответствуют друг другу, так как зависят от квалификации водителя, его физического состояния, внешних и внутренних условий (сцепление колеса с дорогой, температура пары трения тормозного механизма и др.). Так же рассмотрен регулятор тормозных сил, позволяющий, как считают авторы, устранить недостатки импульсного способа.

Этот регулятор представляет собой корпус, закрытый крышкой, который имеет две полости, разъемые поршнем при определенном давлении

тормозной жидкости. Но он, к сожалению, тоже не исключает полную блокировку колес при торможении, так как не устраняет возможности превышения развиваемой тормозной силы над возможной реализуемой. То есть его эффективность в целом тоже недостаточна. Поэтому авторы предлагаемой вниманию читателей статьи решили этот регулятор модернизировать. В результате получилось устройство для регулирования тормозных сил, делающее невозможной полную блокировку колес при их торможении, благодаря использованию датчиков частоты вращения колес. Они измеряют эту частоту и в момент, когда она на каком-то из колес достигает заданного минимального (предельно допустимого) значения, подают сигнал на срабатывание механизма, предотвращающего дальнейшее уменьшение этой частоты.

Схема модернизированного регулятора тормозных сил приведена на рис. 1. Как видим, он состоит из корпуса 28, неподвижно закрепленного на кузове АТС; размещенного внутри корпуса поршня 21, чей шток опирается на торсион 34, упруго закрепленный на подвижной (за счет подвески) балке моста; неподвижной втулки 22, между которой и цилиндрической головкой поршня предусмотрен зазор. Головка поршня первым торцом пружины 25 через тарелку 24 резинового уплотнителя 23 прижимается к втулке. Второй же торец пружины упирается в резиновое уплотнительное кольцо 27 с обоймой 26. Сверху корпус закрыт крышкой 35 с уплотнительной прокладкой 20 и отверстием 33. Полости А и Б соединены посредством трубопроводов с колесными тормозными цилиндрами и главным тормозным цилиндром рабочей тормозной системы, а также сообщаются между собой через зазоры между поршнем, втулкой и уплотнителем.

Датчик 1 частоты вращения колеса 2 — обычный индукционный. Он включает металлический диск 5 с прорезями и выступами, установленный на валу 3 колеса; импульсный щелевой преобразователь 4, размещенный вблизи диска с обеспечением возможности свободного входа выступов диска в щель преобразователя; дифференцирующую цепь, соединенную с выходом преобразователя и выполненную на резисторах 7 и 9 и конденсаторе 6; интегрирующую цепь (резистор 10 и конденсатор 11), вход которой через первый импульсный диод 8 соединен с выходом дифференцирующей цепи; выходной резистор 12, соединенный с обкладками конденсатора 11.

Устройство снабжено последовательно соединенными компаратором 18 с инвертирующим (15) и неинвертирующим (16) входами и повторителем 19 напряжения, вторым импульсным дио-

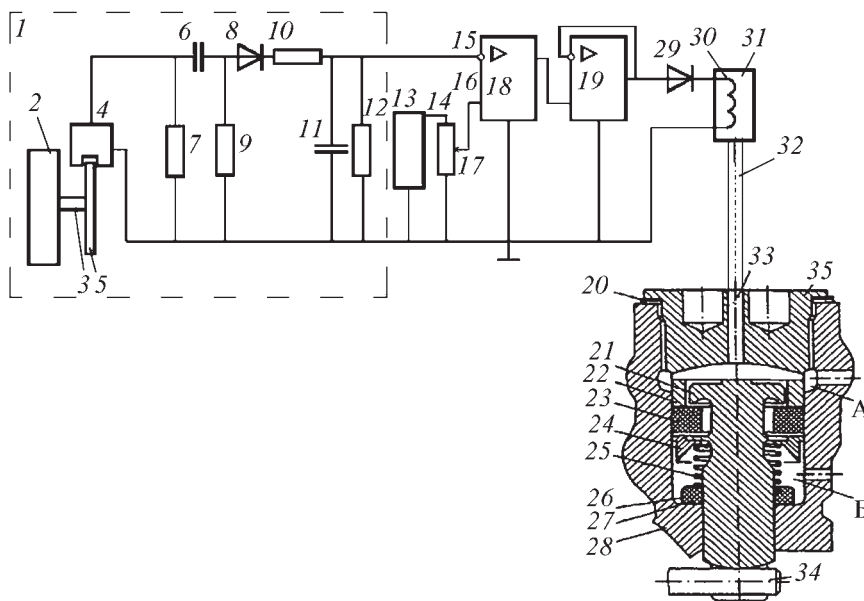


Рис. 1. Устройство для регулирования тормозных сил:

1 — датчик частоты вращения колеса; 2 — колесо; 3 — вал колеса; 4 — импульсный щелевой преобразователь; 5 — металлический диск с прорезями; 6 — конденсатор; 7, 9 и 10 — резисторы; 8 — первый импульсный диод; 11 — конденсатор; 12 — выходной резистор; 13 — источник постоянного тока; 14 — реостат; 15 — инвертирующий вход компаратора; 16 — неинвертирующий вход компаратора; 17 — движок реостата; 18 — компаратор; 19 — повторитель напряжения; 20 — прокладка; 21 — поршень; 22 — неподвижная втулка; 23 — резиновый уплотнитель; 24 — тарелка; 25 — пружина; 26 — обойма; 27 — уплотнительное резиновое кольцо; 28 — корпус; 29 — второй импульсный диод; 30 — обмотка электромагнита; 31 — электромагнит; 32 — сердечник электромагнита; 33 — отверстие; 34 — торсион; 35 — крышка; А, Б — полости регулятора



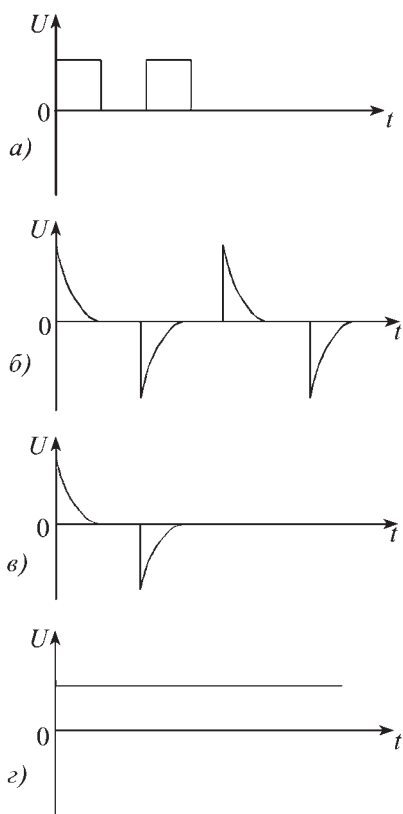


Рис. 2. Осциллограммы сигналов в датчике частоты вращения

дом 29. При этом инвертирующий вход компаратора соединен с выходом датчика частоты вращения колеса, а неинвертирующий его вход — с выходом регулируемого с помощью реостата с движком 17 источника 13 постоянного тока. Выход повторителя напряжения посредством второго импульсного диода соединен с обмоткой 30 электромагнита 31, сердечник 32 которого свободно перемещается в отверстии 33 крышки 35.

Работает устройство следующим образом.

При нажатии на педаль тормоза жидкость из главного тормозного цилиндра через первое отверстие в корпусе 28 поступает сначала в полость B, а затем через зазоры между поршнем 21, втулкой 22 и уплотнителем 23 — в полость A, откуда через второе отверстие в корпусе 28 — в колесные тормозные цилиндры. Давление в этих цилиндрах возрастает, следовательно, скорость (частота) вращения колеса снижается, что и фиксирует датчик 1. Причем делает это следующим образом.

При вращении колеса выступы диска 5 проходят через щели преобразователя 4, и на резисторе 7 формируются электрические импульсы напряжения, изображенные на рис. 2, а. Они дифференцируются, и на рези-

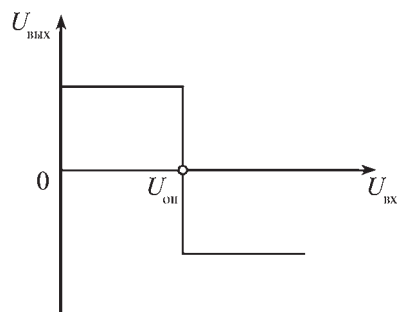


Рис. 3. Передаточная характеристика компаратора

сторе 9 возникают разнополярные экспоненциальные импульсы одинаковой формы и площади (рис. 2, б). При этом число импульсов за один и тот же промежуток времени будет тем больше, чем выше частота вращения колеса. И наоборот, тем меньше, чем ниже эта частота.

С помощью первого импульсного диода 8 импульсы выпрямляются (рис. 2, в), а с помощью резистора 10 и конденсатора 11 — сглаживаются. На выходном резисторе 12 формируется напряжение  $u_{\text{вых}}$ , уровень которого пропорционален частоте вращения колеса (рис. 2, з).

Полученное напряжение подается на инвертирующий вход 15 компаратора 18, имеющего передаточную характеристику (рис. 3) — зависимость напряжения  $u_{\text{вых}}$  на выходе компаратора от напряжения  $u_{\text{вх}}$  на его инвертирующем входе, подаваемого от датчика частоты вращения.

На неинвертирующий вход 16 компаратора подается напряжение от источника 13 постоянного тока. Величина  $u_{\text{оп}}$  этого напряжения, как уже упоминалось, задается перемещением движка 17 реостата 14. Причем так, чтобы она соответствовала заданному минимальному значению частоты вращения затормаживаемого колеса АТС.

При увеличении давления жидкости, поступающей от главного тормозного цилиндра к колесному тормозному цилиндру в процессе торможения, частота вращения колеса снижается в соответствии с линией 1–2 (рис. 4). Поэтому согласно его передаточной характеристике (см. рис. 3) на выходе компаратора имеется отрицательный сигнал, который подается на повторитель напряжения 19 и не поступает на обмотку 30 электромагнита 31, так как второй импульсный диод включен в положительном направлении и его сопротивление отрицательному напряжению очень велико.

При достижении частоты вращения колеса значения, равного заданному минимальному (точка 2), напряжение на выходе датчика, а следова-

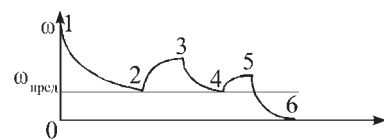


Рис. 4. Изменение частоты вращения колеса при торможении автомобиля

тельно, и на инвертирующем входе компаратора 18 становится равным напряжению на неинвертирующем входе 16. Поэтому на выходе компаратора напряжение становится положительным и передается через повторитель 19 и диод 29 на обмотку 30 электромагнита 31. Последний срабатывает, его сердечник 32 перемещается вниз, воздействует на поршень 21 и тоже перемещает его, преодолевая сопротивление торсиона 34. Объем полости A увеличивается. Соответственно снижается давление в ней и в колесном тормозном цилиндре до того минимального значения, при котором блокирование колеса исключается. Частота вращения колеса снова возрастает (линия 2–3). Но педаль тормоза остается нажатой. Поэтому давление в полости A регулятора снова повышается, а частота вращения колеса, наоборот, уменьшается (линия 3–4). В связи с этим напряжение на выходе компаратора вновь становится отрицательным, и электромагнит 31 отключается.

Аналогичные циклы изменения давления в рабочем тормозном цилиндре и скорости вращения колеса, включения и выключения электромагнита 31 повторяются до момента, когда частота вращения колеса достигнет минимального предельного. Тогда давление в полости A, а значит, и в рабочем тормозном цилиндре станет равным минимально предельному.

При прекращении воздействия на педаль управления тормозами давление в рабочем тормозном цилиндре, как обычно, становится равным нулю.

Предлагаемый способ регулирования тормозных сил целесообразно использовать в тормозных системах автомобилей с регуляторами тормозных сил, например, в автомобилях ВАЗ. Это позволит повысить эффективность торможения, из-за более полного использования сцепного "веса" автомобиля улучшит устойчивость и управляемость, исключит проскальзывание колес. Причем обеспечит все это при небольшом увеличении его стоимости, поскольку модернизированный регулятор гораздо проще по устройству, чем широко применяемые в настоящее время антиблокировочные системы.

#### Литература

1. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. М.: Транспорт, 1978.

# АКТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УГЛАМИ НАКЛОНА ПЛОСКОСТИ КАЧЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС И НАГРУЖЕННОСТЬ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДНЕЙ ОСИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

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

*Рассмотрена задача выбора оптимальных углов наклона управляемых колес с целью снижения нагруженности основных элементов передней оси грузового автомобиля.*

**Ключевые слова:** параметры угловой ориентации управляемых колес, нагруженность элементов передней оси, развал.

Balabin I.V., Nadezhdin V.S.

## ACTIVE STEERING BY PLANE DISCHARGE ANGLES STEERED WHEELS AND LOADING OF BEARING COMPONENTS OF A FRONT AXLE OF THE LORRY

*A problem of a choice of optimum angles of an inclination of steered wheels for the purpose of drop loading basic elements of a front axle of the lorry is considered.*

**Keywords:** parameters of angular orientation of steered wheels, loading of the front axle elements, a camber.

Нагруженность основных элементов передней оси грузового автомобиля при криволинейном движении, как показали проведенные в МГМУ "МАМИ" исследования, можно существенно снизить. Для этого нужно подобрать оптимальные параметры угловой ориентации управляемых колес, т.е. плеч и сил, действующих в пятне контакта шины с дорогой (рис. 1). Что это действительно так, покажем на примере выбора оптимального поперечного угла наклона плоскости качения наружного управляемого колеса.

Пусть, исходя из конструктивных параметров грузового автомобиля, уже определены полная масса  $m_a$ , база  $B$  и колея  $K$ , координаты  $(x, y, z)$  центра масс, жесткость  $C_n$  подвески, боковая жесткость  $C_{бш}$  шин, динамический радиус  $r$  колеса, положение  $Y_{цкк}$  центра крена, площадь  $S$  лобового сопротивления. Тогда, зная, что изгибающий момент в вертикальной плоскости определяется разностью моментов от двух силовых факторов (вертикальной и осевой сил), возникающих в пятне контакта при криволинейном движении, можно сделать следующие заключения.

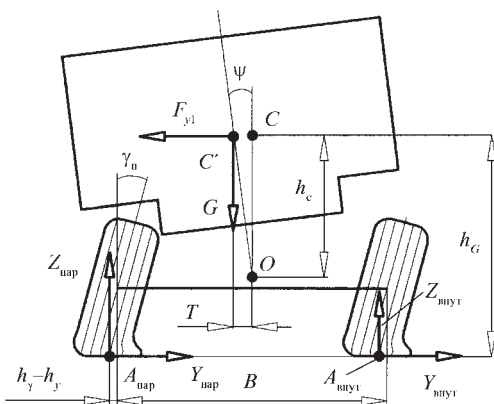


Рис. 1. Схема автомобиля с наклоном плоскостей управляемых колес

При прямолинейном равномерном движении, как при наиболее частом его случае, изгибающий момент в любом сечении конструкции автомобиля будет зависеть только от момента, создаваемого вертикальными силами. Причем большинство несущих элементов передней оси подвергается знакопеременным нагрузкам. Что, естественно, повышает вероятность усталостного разрушения, поскольку при криволинейном движении возникают экстремальные перегрузки.

Чтобы эти перегрузки исключить или хотя бы в какой-то мере ограничить, по мнению авторов, целесообразно предпринимать определенные меры, главная из которых – обеспечение таких углов наклона плоскостей качения управляемых колес, которые соответствуют каждому конкретному режиму движения автомобиля. При этом очевидно, что идеальным был бы случай, когда элемент нагружается постоянным силовым фактором, т.е. вариант, при котором данный фактор не зависит ни от времени, ни от варианта. Однако на практике такой случай невозможен. В связи с чем авторы воспользовались моделью, при которой изгибающий момент  $M_3$  в опасном сечении при экстремальном движении равен изгибающему моменту  $M_n$  при равномерном прямолинейном движении ( $M_3 = M_n$ ). Это допущение позволяет сформулировать оптимизационную задачу в следующем виде.

В качестве целевой функции принимается разность изгибающих моментов в опасном сечении при экстремальном  $M_3$  и прямолинейном  $M_n$  равномерном движении. И если эта функция достигает минимального заданного значения, то напряженное состояние считается идеальным. То есть  $F(\gamma_n, R, v) = \min(M_3 - M_n)$ , где  $v$  – скорость движения автомобиля,  $R$  – радиус его поворота,  $\gamma_n$  – угол наклона плоскости качения наружного, по отношению к центру поворота, колеса.

Для проведения оптимизации необходимо ввести ограничения на независимые параметры.

Очевидно, что  $v_{\min} \leq v \leq v_{\max}$  (скорость движения автомобиля на повороте ограничена минимальным и максимальным значениями,  $R_{\min} \leq R \leq R_{\max}$  – радиус поворота тоже ограничен минимальным и максимальным значениями, как и  $\gamma_n^{\min} \leq \gamma_n \leq \gamma_n^{\max}$ . Конкретно это выглядит так:  $v = 9...36$  м/с;  $R = 17...143$  м,  $\gamma_n = -5...30^\circ = -\pi/36... \pi/6$ .

Для снижения трудоемкости вычислений и уменьшения итераций, решение оптимизационной задачи разбивается на два этапа: сначала на плоскости определения, ограниченной значениями скорости и радиуса поворота автомобиля, выбирается массив множества значений угла наклона (например, 100 равноудаленных точек, что вполне достаточно для полноты описания исследуемой проблемы), а затем для каждой точки решается дискретная задача оптимизации функции одной переменной:  $F(\gamma) = \min(M_3 - M_n)$ .

Для поиска локальных минимумов на области определения значений углов наклона  $\gamma_n^{\min} \leq \gamma_n \leq \gamma_n^{\max}$  используется градиентный метод первого порядка. При этом, естественно, должны соблюдаться условия су-

существования локального минимума, определяемые значениями первой и второй производных целевой функции.

Первая производная, характеризующая экстремум функции, должна равняться нулю, вторая, определяющая минимум ее значения, — быть больше нуля, т.е.  $\frac{dF}{d\gamma_n} = 0$  и  $\frac{\delta^2 \Phi}{\delta \gamma_n} \geq 0$ . Кроме того, должно выполняться условие, чтобы оба момента,  $M_{\text{э}}$ ,  $M_{\text{п}}$ , имели одинаковый знак. Визуализация этого этапа показана на рис. 2, а.

На втором этапе выполняется аппроксимация дискретных значений углов наклона плоскости качения наружного управляемого колеса с тем, чтобы получить непрерывную зависимость угла наклона плоскости качения наружного колеса от скорости движения и радиуса поворота автомобиля. Такое решение представляется в виде следующего полинома третьей степени:

$$\gamma_n(v, R) = a_0 + a_1 v + a_2 r + a_3 v^2 + a_4 vr + a_5 r^2 + a_6 v^3 + a_7 v^2 r + a_8 vr^2 + a_9 r^3.$$

Графически он отображен на рис. 2, б и в.

Очевидно, что в данном случае оптимальные параметры нагруженности получаются лишь в выбранном сечении. В остальных же оптимума может и не быть. В связи с этим возникает необходимость учета, по возможности, наибольшего числа опасных сечений и создания алгоритма, позволяющего улучшить показатели нагруженности одновременно в нескольких несущих элементах передней оси автомобиля. И здесь не обойтись без компромисса.

Например, для учета трех наиболее опасных сечений (среднее сечение шкворневого узла; сечение, проходящее через опорную рессору; сечение, проходящее через галтель поворотного кулака) лучше всего использовать метод наименьших квадратов, минимизируя функцию

$$F(\gamma_n) = \min [(M_{\text{эшк}} - M_{\text{пшк}})^2 + (M_{\text{мэг}} - M_{\text{мпг}})^2 + (M_{\text{эг}} + M_{\text{пр}})],$$

в которой  $M_{\text{эшк}}$ ,  $M_{\text{пшк}}$  — изгибающие моменты в среднем сечении шкворневого узла при экстремальном (криволинейном) и прямолинейном движении;  $M_{\text{эг}}$  и  $M_{\text{пр}}$  — то же для сечения, проходящего через галтель поворотного кулака;  $M_{\text{эр}}$  и  $M_{\text{пр}}$  — то же для сечения, проходящего через опорную площадку рессоры.

Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого наружного колеса при криволинейном движении от скорости и радиуса поворота применительно к грузовому автомобилю ЗИЛ-431440 приведена на рис. 3. На нем более темным цветом обозначены поверхности, соответствующие оптимальному значению угла наклона при условии учета только наиболее опасного сечения передней оси — среднего сечения шкворня, а менее темным — поверхности, соответствующие зависимостям, учитывающим все три опасных сечения. Полученные поверхности по-

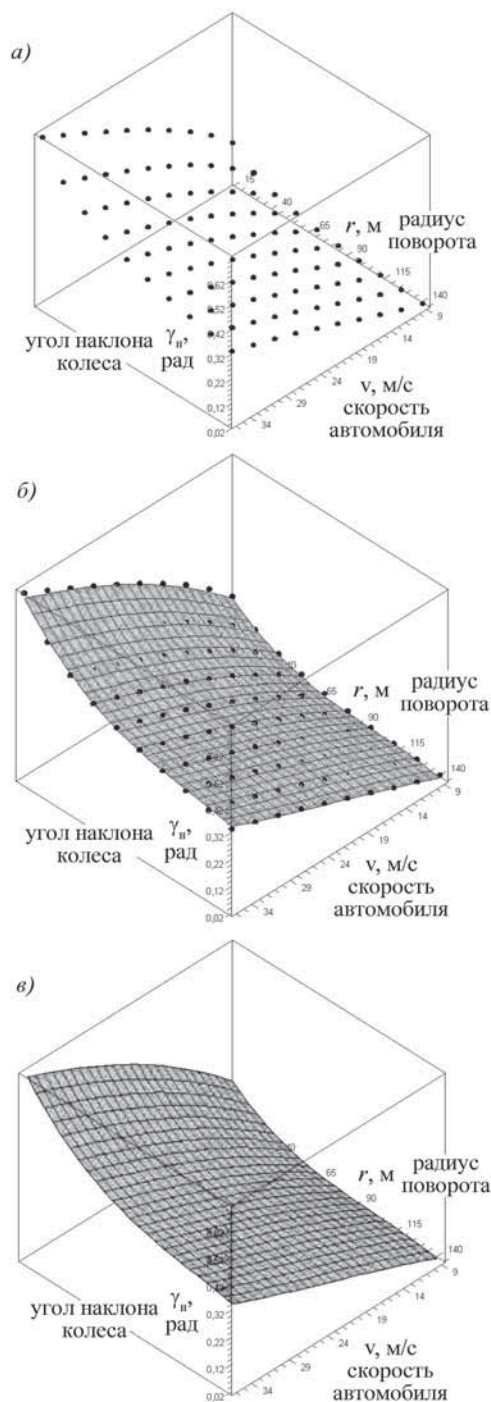


Рис. 2. Аппроксимация дискретной зависимости угла наклона плоскости качения наружного управляемого колеса:  
а — дискретные значения угла наклона; б и в — аппроксимационная поверхность

зволяют при любых текущих значениях скорости движения и радиуса поворота автомобиля однозначно определить ту величину угла наклона плоскости качения управляемого наружного колеса, при которой нагруженность несущих элементов с точки зрения рассмотренных выше критериев будет оптимальна.

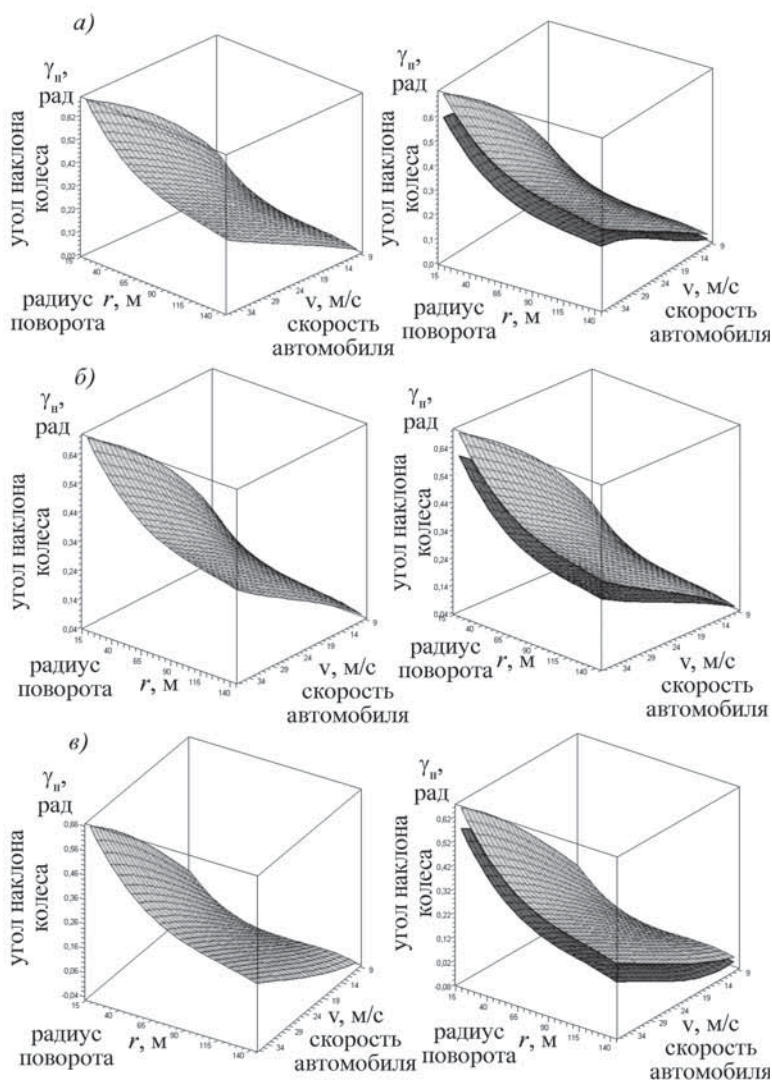


Рис. 3. Зависимость угла наклона наружного колеса от скорости и радиуса поворота при равномерном криволинейном (а), криволинейном с ускорением (б) и криволинейном с торможением (в) вариантах движения автомобиля

ка, срединного сечения шкворневого пальца и опорной площадки рессоры.

Как видно из последних рисунков, при реализации активного управления углами наклона управляемых колес большая часть поверхностей 1 и 4 оказывается выше уровня, соответствующего прямолинейному равномерному движению (поверхности 2), что снижает амплитуду колебаний величин изгибающего момента. Кроме того, движение грузового транспорта редко связано с резкими ускорениями: как правило, набор скорости идет плавно и медленно, поэтому уменьшение величины изгибающего момента в вертикальной плоскости при прямолинейном движении с ускорением будет незначительным. С другой стороны, резкое торможение при прямолинейном движении весьма вероятно, что вызывает значительное увеличение уровня нагрузок, отображенных поверхностями 2.

Из всего сказанного вытекает следующий вывод: рабочей зоной для несущих элементов передней оси грузового автомобиля будут величины изгибающих моментов в вертикальной плоскости, лежащие выше поверхности, отображающей прямолинейное равномерное движение вплоть до максимальных значений, соответствующих резкому торможению. Очевидно, что при реализации рекомендуемых углов наклона плоскостей качения управляемых колес большая часть нагрузок лежит в рабочей зо-

При реализации оптимальных значений углов наклона плоскостей качения управляемых колес для одного выбранного опасного сечения значения изгибающего момента в вертикальной плоскости для других сечений оптимальными не будут. Следовательно, необходимо оценить изменение нагруженности в других рассматриваемых сечениях. Для цапфы поворотного кулака и опорной площадки рессоры при равномерном криволинейном движении оно показано соответственно на рис. 4 и 5. При этом поверхности 1 представляют собой зависимости для криволинейного равномерного движения с реализацией оптимального угла наклона наружного, относительно центра поворота, колеса для шкворневого узла; 2 – зависимости изгибающего момента в вертикальной плоскости при прямолинейном равномерном движении автомобиля; 3 – зависимости для криволинейного равномерного движения, при котором плоскости качения управляемых колес остаются перпендикулярными поверхности дорожного полотна; поверхности 4 соответствуют зависимостям, при которых угол наклона наружного колеса выбирался из условия учета трех наиболее опасных сечений – галтели цапфы поворотного кула-

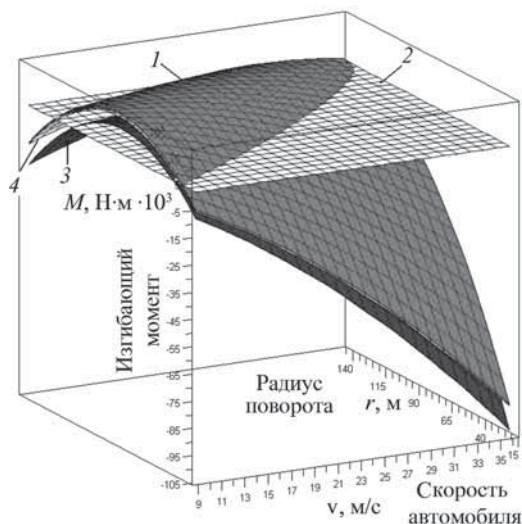


Рис. 4. Распределение моментов в цапфе поворотного кулака при равномерном криволинейном и прямолинейном движении автомобиля

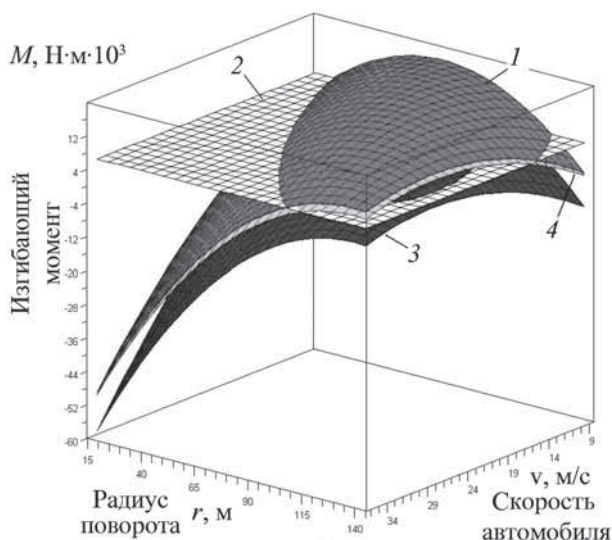


Рис. 5. Распределение моментов в опорной площадке рессоры при равномерном криволинейном и прямолинейном движении автомобиля

не, что благоприятно сказывается на напряженно-деформированном состоянии, а следовательно,

долговечности и надежности несущих элементов передней оси грузового автомобиля.

Особо следует отметить, что при достижении оптимальных значений нагруженности в каком-либо одном опасном сечении (в нашем случае – средняя плоскость шкворня) во всех других сечениях также наблюдается улучшение нагруженности, хотя и не до оптимальных значений. Кроме того, полученные результаты и зависимости не идут в разрез с рекомендациями, отраженными в работе [1] и направленными на снижение износа шин и улучшение устойчивости грузового автомобиля. Что же касается технической возможности реализации активного управления углами наклона плоскостей качения управляемых колес, то в настоящее время проблем здесь нет: любое новое АТС имеет бортовой компьютер, который может взять на себя и эту функцию.

#### Литература

1. Балабин И.В. Закон оптимального соотношения углов поворота и наклона управляемых колес при движении автомобиля по криволинейной траектории // Автомобильная промышленность. 2003. № 6. С. 18–19
2. Морозов С.А. Угловые параметры качения управляемых колес как фактор повышения устойчивости движения и снижения нагруженности передней оси грузового автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук. М., 2006. 171 с.

### Уважаемые коллеги!

#### Аналитический центр ОАО "АСМ-холдинг" предлагает Вам следующие готовые отчеты

##### Статистический обзор рынка автобусов в РФ в 2001–2011 гг.

Данные о производстве, продажах, импорте автобусов, парк автобусов по федеральным округам России и по классам; технические характеристики автобусов производства России и Белоруссии, снабжен диаграммами, наглядно иллюстрирующими структуру автобусного рынка по происхождению, классам и назначению, а также долевое распределение рынка между основными производителями автобусов.

##### Статистический обзор рынка грузовых автомобилей за 2001–2011 гг.

Отражает динамику производства и продаж грузовых автомобилей, произведенных в России, Республике Беларусь и Украине, а также данные по импорту грузовых автомобилей с разделением по полной массе (до 5 т, 5–20 т и более 20 т), парк грузовиков по федеральным округам России; технические характеристики базовых моделей; диаграммы наглядно иллюстрируют структуру рынка по происхождению, классам и назначению, а также долевое распределение рынка между основными производителями грузовых автомобилей.

##### Данные по продажам легковых автомобилей за 2009–2011 гг.

Обзор содержит статистические данные продаж новых легковых автомобилей по моделям и классам, приведенные по более чем 400 моделям.

##### Автомобильная промышленность Российской Федерации за 15 лет

Статистические данные о производстве автомобильной техники в России за период с 1995–2009 гг., включая данные по объемам производства и продаж, экспорту, импорту, парку и происхождению грузовых, легковых автомобилей и автобусов, а также аналитические материалы о состоянии дел в автомобильном машиностроении.

##### Парк автотранспортных средств России на 1 января 2011 г. (легковые автомобили, грузовые автомобили, автобусы)

Представлены автомобили как импортного, так и отечественного производства. Автомобили отечественного производства даны по маркам и базовым моделям. Парк показан в распределении по более чем 80 административным единицам Российской Федерации (Москва, Санкт-Петербург, федеральные округа, области, края, республики и автономные округа). Для каждой административной единицы приведена разбивка парка по срокам эксплуатации

ской Федерации (Москва, Санкт-Петербург, федеральные округа, области, края, республики и автономные округа). Для каждой административной единицы приведена разбивка парка по срокам эксплуатации

##### Производство и продажа автомобильной техники в России и других странах мира за 2011 г.

Обзор содержит статистические данные о производстве автомобильной техники в России и других странах СНГ, включая данные по объемам производства и продаж грузовых и легковых автомобилей, автобусов и троллейбусов, а также аналитические материалы о текущем состоянии дел в автомобильном машиностроении. В обзор включена справка о мировом автомобильном рынке в 2011 г.

##### Производство и продажа тракторной и сельскохозяйственной техники предприятиями России и других стран СНГ. Итоги 2011 г.

Данные о производстве тракторной и сельскохозяйственной техники в России и других странах СНГ за 2010–2011 гг., включая данные по объемам производства и продаж (отгрузки) тракторов, комбайнов и других сельскохозяйственных машин, а также аналитические материалы о рынке тракторов (по тяговому классам), рынке комбайнов по классам и сведения о текущем состоянии дел в сельскохозяйственном машиностроении.

##### Производство внедорожной техники в 2011 г.

Данные по объемам производства тракторной техники различного назначения, строительно-дорожной техники, машин для городского коммунального хозяйства предприятиями России и других стран СНГ представлены в разбивке по предприятиям-производителям и моделям. Для тракторной техники приводятся сведения об объемах отгрузки, внутренних и внешних продаж, экспорта и импорта.

##### Производственно-финансовая деятельность производителей автомобильной, тракторной, сельскохозяйственной техники и компонентов к ней в России за 2008 и 2009 гг.

В обзоре подводятся итоги производственной и финансовой деятельности предприятий автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, приводятся статистические данные по итогам деятельности более чем 100 предприятий отрасли, включая балансы отдельных предприятий.

Для заказа просим обращаться по электронному адресу: [inf@asm-holding.ru](mailto:inf@asm-holding.ru)

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ В ГОРОДСКОМ ЦИКЛЕ

Д-р техн. наук **А.Е. КРОПП**

*Расход топлива при движении автомобиля в городе в 1,5...1,8 раза превышает его расход при установившемся движении по загородному шоссе. Возрастают и выбросы вредных веществ с отработавшими газами двигателя. Для уменьшения того и другого предлагается устанавливать на него дополнительный маховик, обеспечивающий движение автомобиля при отключенной подаче топлива в двигатель. Рассмотрен пример такого устройства применительно к легковому автомобилю среднего класса.*

**Ключевые слова:** автомобиль, движение в городе, расход топлива, маховик.

**Кропп А.Е.**

### THE DEVICE FOR ECONOMY OF FUEL AT CAR MOVEMENT IN THE CITY CYCLE

*Fuel consumption at car movement in a city 1,5–1,8 times exceeds fuel consumption of the same car at the established movement on highway in the country. A consequence of it are the big emissions of exhaust gases. For economy of fuel at car movement in a city and clearings of air of exhaust gases it is offered to use an additional flywheel at the disconnected giving of fuel in the car engine. The example of such device with reference to the middle class car is considered.*

**Keywords:** the car, movement in a city, fuel consumption, a flywheel.

Работа двигателя на оптимальном режиме возможна только в том случае, если АТС перемещается при достаточной длительной постоянной нагрузке. Например, при движении по загородному шоссе. В городских же условиях, когда движение сопровождается частыми торможениями и остановками (на светофорах, в дорожных пробках и т.п.), автоматическое поддержание оптимального режима его работы становится в принципе невозможным, т.е. он работает исключительно при ручном управлении водителем. Что, естественно, ведет к существенному повышению расхода топлива и выбросов вредных веществ с отработавшими газами. (Километровый расход топлива при движении в городе почти в 2 раза выше, чем при езде по загородному шоссе.) Таким образом, предложенные автором ранее ("АП", 2007, № 6) рекомендации и устройства в городе, к сожалению, бесполезны. Здесь, очевидно, нужен принципиально иной подход к решению проблемы.

И надо сказать, что мнений по этому поводу существует довольно много. К примеру, многие специалисты видят ее решение в использовании гибридных АТС, другие – только электромобилей. Причем и те и другие предложения уже внедряются в практику, хотя и имеют ряд недостатков, главный из которых – высокая стоимость.

Однако, по мнению автора, возможны и другие пути. И один из них вытекает из того, что скорость движения АТС в современном городе составляет, как правило, 20...50 км/ч. А это означает: для движения в городских условиях АТС требуется мощность двигателя в 4...5 раз меньше той, которой современное АТС, развивающее максимальную скорость 120...150 км/ч, располагает.

Отсюда следует первое предложение специалистов по решению обсуждаемой проблемы: при движении АТС в городе часть цилиндров его двигателя нужно отключать – не подавать в них топливо. Привлекательность этого предложения – относительная простота. Однако требует обсуждения вопрос, почему и насколько мы приблизимся в решении проблемы, если уменьшим мощность двигателя таким способом. Ведь потребная мощность двигателя определяется только внешними условиями движения АТС, в том числе его скоростью. Так что его мощность при движении не зависит от того, сколько цилиндров работает. На холостом же ходу и близким к нему режимам расход топ-

лива, наоборот, от числа работающих цилиндров зависит. Поэтому при движении в условиях города двигатель из-за недогрузки работает в режиме, далеком от оптимального, т.е. от минимального удельного расхода топлива. Когда же мы отключаем часть цилиндров, нагрузка на оставшиеся в работе цилиндры возрастает, режим работы двигателя становится в отношении удельного расхода топлива более благоприятным. Ведь кривая удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала имеет, как известно, минимум, который расположен в области больших нагрузок.

Такова качественная картина реализации первого предложения. И вывод, который можно сделать по ней, состоит в том, что при реализации данного предложения можно прогнозировать лишь частичное решение проблемы. Для кардинального же ее решения необходимо полностью исключить работу ДВС при езде в городе, как это осуществляется в гибридном автомобиле. Движение АТС при отключенном ДВС можно реализовать, используя накопленную энергию специального маховика. Это и есть второе предложение специалистов.

Действительно, многократно доказано, что маховик (его еще называют супермаховиком) – наиболее эффективный накопитель энергии. Уже разработано множество конструкций маховиков, энергия которых используется для привода автомобиля, автобуса, локомотива небольшой мощности, прокатных станков, землеройных машин, самолетных катапульт, торпед и для многих других случаев, где требуется преодолевать пиковые нагрузки.

Автор – сторонник второго предложения. Более того, он разработал маховичную систему для привода АТС, которая не требует больших значений накопленной энергии и потому узел маховичного привода получился простым и небольшим. Рассмотрим ее.

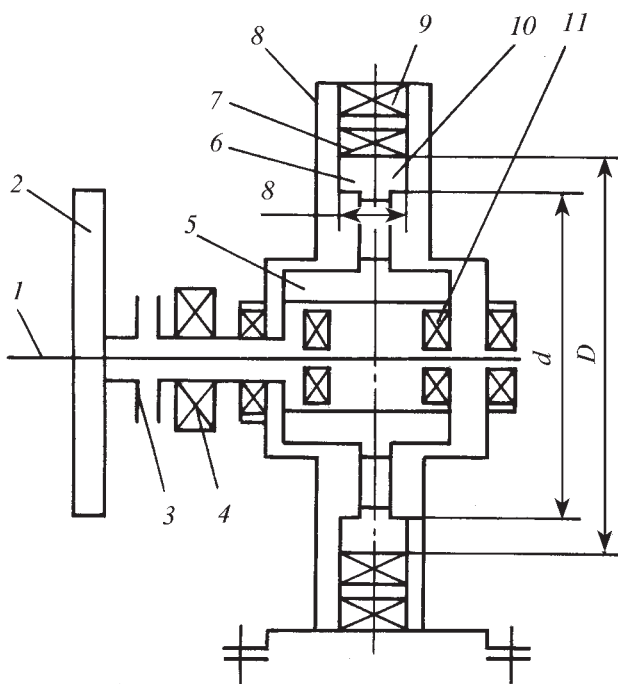
Схема этой системы приведена на рисунке. В нее входит вал 1, на котором соосно со штатным маховиком 2 двигателя на подшипниках 11 установлен маховик-накопитель 10. Между этими маховиками располагается фрикционная муфта 3, которая во включенном состоянии соединяет оба маховика между собой. (Включается она с помощью электромагнита 4.) Когда же эта муфта выключена, маховик 10 свободно вращается на подшипниках 11.

Маховик-накопитель помещен в кожух 8, зазор между ним и кожухом устанавливается таким же, как между статором и ротором в асинхронных электродвигателях.

В кожухе 8 размещена электрообмотка 9, образующая два полюса электромагнита статора, питаемого от батареи аккумуляторов (на рисунке не показана). В цепи питания обмотки предусмотрен инвертор для преобразования постоянного тока батареи в переменный ток с параметрами, которые требуются для обмотки 9. В цепи питания этой обмотки должен быть реостат для регулирования сопротивления цепи и тем самым – силы тока в ней. (Электрическая цепь может быть либо присоединенной к обмотке 9, либо отсоединенной от нее.)

Обод 6 маховика-накопителя – стальной со следующими размерами: наружный диаметр  $D = 500$  мм, внутренний диаметр  $d = 400$  мм, ширина  $b = 100$  мм. Он с помощью спиц связан со ступицей 5, в которой находятся подшипники 11 вала 1. На ободе 6 размещена обмотка 7, аналогичная обмотке ротора асинхронного электродвигателя.

В приводимых ниже расчетах момент инерции спиц и ступицы не учитывается, поскольку он мал по сравнению с моментом инерции обода 6. Вычисления выполнены применительно к легковому автомобилю среднего класса (рабочий объем двигателя  $V_d = 1,8 \div 2,5$  л), снаряженная масса  $m_a$  которого составляет  $\sim 1500$  кг, сила  $Q_a$  тяжести равна 14 715 Н.



При расчете динамических параметров движения автомобиля учтены поступательно движущиеся массы и массы вращающихся деталей. Согласно публикациям, их доля  $\delta$  по отношению к снаряженной массе автомобиля подсчитывается по формуле № 1 (см. таблицу). Но при расчетах автор статьи принял  $u = 1$ , так как разгон автомобиля выполняется с наибольшей скоростью. Тогда  $\delta = 1,11$ . Значит, расчетная сила веса автомобиля равна  $1,11G_a = 16\ 334\ \text{Н}$ , а его масса  $M_a = 1665\ \text{кг}$ .

Вычислим теперь момент  $J$  инерции маховика-накопителя. Для этого сначала определим его силу  $G_m$  (формула № 2), объемную плотность  $\gamma$  его материала (формула № 3) и, наконец, сам  $J$ . Для чего воспользуемся формулой № 4.

После подстановки в нее исходных и полученных данных при расчете получаем:  $J = \frac{60}{8}(0,5^2 + 0,4^2) = 3,04\ \text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ .

При описании рисунка упоминалось, что привод маховика-накопителя представляет собой короткозамкнутый асинхронный электродвигатель переменного тока. Отсюда следует, что при питании обмотки 9 статора переменным током с частотой  $f = 50\ \text{Гц}$  синхронная частота  $n$  вращения ротора (в нашем случае – маховика) определяется по формуле № 5 и будет равной  $300\ \text{с}^{-1}$ .

Далее. При свободном вращении маховика на него действуют момент  $M_{T1}$  сил трения в подшипниках 11 и момент  $M_{T2}$  трения о воздух. По литературным данным  $M_{T1} = 0,017\ \text{Н} \cdot \text{м}$  и  $M_{T2} = 0,078\ \text{Н} \cdot \text{м}$ . Тогда  $M_T$  равен сумме этих моментов:  $M_T = 0,017 + 0,078 = 0,095\ \text{Н} \cdot \text{м}$ .

Сила  $G_m$  тяжести маховика, подсчитанная по формуле № 2, составляет  $540,5\ \text{Н}$ . Его масса  $m_m$ , очевидно, будет равна  $m_m = \frac{540,1}{9,81} \approx 55\ \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} = 5,62\ \text{кг} \approx 6\ \text{кг}$ .

Располагая приведенными выше исходными данными, примем, что цикл движения автомобиля в городе состоит из пяти периодов.

1. Движение при работающем ДВС и раскрученном маховике-накопителе. Муфта 3 сцепления выключена.

2. Простой в пробках: подача топлива в ДВС отключена; муфта 3 выключена.

3. Разгон автомобиля в течение 5 с до скорости 50 км/ч: подача топлива отключена, муфта 3 включена.

4. Движение в течение 3 мин (180 с) до ближайшего светофора: подача топлива отключена, муфта включена.

5. Остановка у светофора: подача топлива отключена, муфта 3 отключена; идет подготовка к следующему циклу движения автомобиля.

На этом цикл завершается и повторяется (за исключением п. 1 и 2).

Чтобы оценить возможности маховика-накопителя, определим параметры движения автомобиля на каждом периоде цикла.

Первый период: автомобиль въезжает в город, например, с шоссе. Маховик-накопитель свободно вращается с угловой скоростью  $\omega_1 = 300\ \text{с}^{-1}$ .

Второй период: простаивание в пробке при отключенном от подачи топлива ДВС и со свободно вращающимся маховиком-накопителем, что сопровождается потерями его энергии на трение, а значит, снижением частоты вращения. И можно считать, что снижается равномерно, с замедлением  $\epsilon$ . Это замедление легко определить из хорошо известной формулы № 6, т.е.  $\epsilon_1 = \frac{0,095}{3,04} = 0,0313\ \text{с}^{-2}$ .

Рассчитаем теперь, через какое время  $t$  остановится маховик-накопитель, если происходит замедление, и вычислим угловую скорость. ДВС выключен, батарея аккумуляторов отключена. Для этого воспользуемся формулой № 7, в которой  $\omega_2$  приравняем нулю. Тогда получаем  $t = \frac{300}{0,0313} = 9585\ \text{с} = 160\ \text{мин} = 2,66\ \text{ч}$ .

Но предположим, что автомобиль простаивает в пробке 1 ч. Тогда по формуле № 7 можно определить, до какой величины  $\omega_2$  снизится  $\omega_1$  за этот час:  $\omega_2 = 300 - 3600 \cdot 0,0313 = 300 - 113 = 187\ \text{с}^{-1}$ .

Очевидно, чтобы в дальнейшем двигаться без забот, эту частоту нужно увеличить до номинальных  $300\ \text{с}^{-1}$ . И делается это за счет использования энергии батареи аккумуляторов.

По формуле № 8 найдем работу  $A_1$ , которую выполнил маховик за время стоянки в пробке. Для этого зададимся временем  $t_2 = 10\ \text{с}$  раскрутки маховика от аккумуляторной батареи. Тогда ускорение  $\epsilon_2$  раскрутки дает формула № 9. Из нее получаем  $\epsilon_2 = \frac{300 - 187}{10} = 11,3\ \text{с}^{-2}$ .

Эта раскрутка маховика-накопителя эквивалентна его раскрутке до  $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$  за время от  $t_1 = 0$  до  $t_2 = 10\ \text{с}$ . Тогда значение  $\phi$  дает формула № 10. Значит,  $A_1 = 0,095 \cdot 565 = 53,7\ \text{Дж}$ .

Определим теперь мощность, которую должна развить аккумуляторная батарея, чтобы выполнить работу  $A_1$ . Для этого запишем формулу № 11 для работы при разгоне маховика. Входящая в нее реализуемая аккумуляторной батареей мощность  $P$  подсчитывается по формуле № 12.

Далее из формулы № 11 находим  $P$ :

$$P = \frac{53,7 + 3,04 \cdot 11,2 \cdot 10}{0,8 \cdot 10} = \frac{872}{8} = 109\ \text{Вт}.$$

Откуда  $j = \frac{109}{12} = 9,1\ \text{А}$ .

Примем, далее, что на втором этапе, как сказано выше, разгон автомобиля из состояния покоя до скорости  $v = 50\ \text{км/ч} = 13,9\ \text{м/с}$  осуществляется за время  $t_p = 5\ \text{с}$ . При этом происходит он за счет энергии маховика, а ДВС в разгоне не участвует, поскольку подача топлива отключена. Но его коленчатый вал вращается, на что, естественно, тратится энергия. И если, предположим, разгон идет равноускоренно, тогда ускорение  $a$  во время разгона

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\delta = 1 + 0,05 + 0,06u^2$	$u$ – передаточное число коробки передач
2	$G_i = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)b\gamma$	$\gamma$ – плотность материала маховика
3	$\gamma = \frac{4m_m}{\pi(D^2 - d^2)b}$	$m_m$ – масса маховика
4	$J = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho dm_i - 2\pi b\gamma \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho^3 dp = \frac{2\pi b\gamma(D^2 - d^2)}{4 \cdot 16}$	$\rho$ – текущий радиус-вектор маховика
5	$n = \frac{60f}{p}$	$p$ – число пар полюсов в обмотке ротора (в нашем случае $p = 1$ )
6	$M_T = J \cdot \varepsilon$	–
7	$\omega_2 = \omega_1 - t\varepsilon$	$\omega_2$ – угловая скорость вращения маховика-накопителя через время $t$ ; $\omega_1$ – угловая скорость в начале простоя в пробке
8	$A_1 = M_T \varphi_1$	$\varphi_1$ – угол поворота маховика-накопителя за время стоянки автомобиля в пробке
9	$\varepsilon_2 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_2}$	–
10	$\varphi = \int_{t_1}^{t_2} (\omega_1 - \omega_2) dt = \int_{t_1}^{t_2} \varepsilon_2 t dt = \varepsilon_2 \frac{t^2}{2} \Big _{t_1}^{t_2}$	–
11	$\eta Pt_2 = A_1 + J\varepsilon_2 t_2$	$\eta = 0,8$ – КПД батареи; $P$ – реализуемая ею мощность
12	$P = jU$	$j$ – отдаваемый батареей ток; $U = 12$ В – напряжение на ее обмотках
13	$a = \frac{v - v_0}{t_0}$	$v$ – скорость разгона; $v_0$ – скорость перед началом разгона
14	$F_a = M_a a$	$M_a = 1665$ кг – масса автомобиля
15	$F_{ск} = \psi g M_a$	–
16	$M_{дr} = \frac{974 N_{тп}}{n_d}$	$n_d$ – номинальная частота вращения коленчатого вала
17	$M_{\Sigma} = M_k + M_{ск} + M_{дr}$	–
18	$A_2 = M_{\Sigma} \varphi_2$	$\varphi_2$ – угол поворота маховика-накопителя за время разгона автомобиля
19	$i = \frac{\omega_1}{\omega_c} = \frac{\omega_1 r_k}{v_a}$	$\omega_k$ – угловая скорость вращения ведущих колес автомобиля; $\omega_1 > 300$ с <sup>-1</sup> – угловая скорость маховика
20	$A_2 = \frac{J(\varepsilon_3 t_p)^2}{2}$	$t_p$ – время разгона
21	$M(v_0 - v) = P_c t$	$t$ – время движения к светофору; $v_0, v$ – скорости в начале и конце этого движения
22	$M_n = M_4 - M_c$	–
23	$\varphi_4 = \frac{\varepsilon_4 t_p^2}{2}$	–
24	$n_u = \frac{A_p}{A}$	–

дает формула № 13. Согласно ей получается, что  $a = \frac{13,9}{5} = 2,78$  м·с<sup>-2</sup>. Тогда силу  $F_a$ , необходимую для разгона (с учетом вращающихся деталей), дает формула № 14:  $F_a = 1665 \cdot 2,78 = 4629$  Н. Она приложена к окружности ведущих колес автомобиля.

Примем радиус  $r_k$  колеса автомобиля равным 0,35 м. Тогда момент  $M_k$  сил на колесе, необходимый для преодоления сил инерции при разгоне автомобиля, составит:  $M_k = F_a r_k = 4629 \cdot 0,35 = 1620,15$  Н·м.

Кроме того, энергия маховика тратится на преодоление дорожного сопротивления, коэффициент  $\psi$  которого для легкового автомобиля можно принять равным 0,025. Значит, сила  $F_{ск}$  сопротивления качению автомобиля, подсчитываемая по формуле № 15, составит  $0,025 \cdot 9,81 \cdot 1500 = 368$  Н. Момент же  $M_{ск}$  силы  $F_{ск}$  на ведущем колесе будет равен  $M_{ск} = 368 \cdot 0,35 = 128,5$  Н·м.

Энергия маховика тратится также на вращение вспомогательных устройств ДВС.



Определим крутящий момент  $M_{дт}$ , затрачиваемый на их вращение, считая, что затраты энергии на преодоление трения в трансмиссии близки к нулю. При этом мощность  $N_e$  двигателя легкового автомобиля примем равной 50 кВт при  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ , а его механический КПД  $\eta_m = 0,7$ . Значит мощность  $N_{тр}$ , теряемая на трение в нем, равна  $0,3N_e = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ кВт}$ . Тогда крутящий момент  $M_{дт}$ , затрачиваемый на преодоление трения в двигателе, дает формула № 16, и он составит 25,5 Н·м.

Таким образом, суммарный момент  $M_{\Sigma}$  сопротивления при разгоне автомобиля выразится формулой № 17 и будет равен:  $1620 + 128,5 + 25,5 = 1774 \text{ Н·м}$ , работа  $A_2$ , которую должен восполнить маховик, – формулой № 18.

Очевидно, что момент  $M_{см}$  на маховике-накопителе должен быть в  $i$  раз меньше  $M_{\Sigma}$ , где  $i$  – передаточное число механизмов от маховика к колесу, т.е. его можно подсчитать по формуле № 19. В итоге получаем:  $i = 7,56$ .

Примем  $i = i_1 i_2$ , где  $i_1 = 4$  – передаточное число конечной передачи, откуда  $i_2 = i/i_1 = 1,89$  – передаточное число в вариаторе или коробке передач.

Момент  $M_{см}$  сил на маховике, необходимый для разгона автомобиля, очевидно, найдем из соотношения  $M_{\Sigma}/i$ , или, в числах,  $M_{см} = \frac{1774}{7,56} = 234,7 \text{ Н·м}$ .

Теперь рассчитаем затраты энергии  $A_2$  маховика на разгон автомобиля до скорости 50 км/ч (третий этап цикла). Для этого опять предположим, что имеет место равноускоренный разгон с ускорением  $\epsilon_3$ , определяемым по формуле № 6, т.е.  $\epsilon_3 = \frac{234,7}{3,04} = 77,2 \text{ с}^{-2}$ . Чтобы сохранить к концу раз-

гона скорость маховика  $\omega_1 = 300 \text{ с}^{-1}$ , необходимо выполнить работу  $A_2$ , которую дает формула № 20:  $\left(\frac{3,04(77,2 \cdot 5)^2}{2}\right) = 22,65 \cdot 10^4 \text{ Дж}$ .

Эту работу совершает электрический ток аккумуляторной батареи, которая включена во время разгона.

Движение к светофору происходит после разгона автомобиля (этап четвертый).

Нетрудно убедиться (используя теорему о количестве движения), что накопленной энергии при разгоне недостаточно, чтобы автомобиль проехал 180 с. Поэтому необходимо использовать энергию маховика.

Зададимся скоростью автомобиля в конце пути к светофору ( $v = 10 \text{ км/ч} = 2,78 \text{ м/с}$ ) и определим силу  $P_c$  сопротивления, при действии которой автомобиль, приближаясь к светофору, будет иметь данную скорость. Уравнение для закона о количестве движения в рассматриваемом случае имеет вид формулы № 21. Откуда  $P_c = \frac{1665(13,9 - 2,78)}{180} = 103 \text{ Н}$ . Момент этой силы на колесе:

$$M_c = P_c r_k = 103 \cdot 0,35 = 36 \text{ Н·м}$$

Но момент  $M_4$  силы сопротивления дает формула № 17 при условии, что затраты на разгон автомобиля отсутствуют, тогда  $M_4 = 128,5 + 25,5 = 154 \text{ Н·м}$ , значит, имеет место

излишний момент силы сопротивления, определяемый из формулы № 22,  $M_{и} = 154 - 36 = 118 \text{ Н·м}$ , который и должен компенсировать маховик. Момент  $M_{и}$  действует на колесе, на маховике при этом действует момент  $M_{им} = M_{и}/i = = 118/7,56 = 15,6 \text{ Н·м}$ .

Угловая скорость на маховике  $\omega = \frac{vi}{r_m} \text{ с}^{-1}$ , тогда скорости маховика в начале движения к светофору и в конце этого движения будут  $\omega_{m_0} = 300 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_m = 60 \text{ с}^{-1}$ , а ускорение маховика составит  $\epsilon_4$ , определяемое по формуле № 9,  $\epsilon_4 = \frac{300 - 60}{180} = 1,33 \text{ с}^{-2}$ . Угол  $\phi_4$  поворота маховика за время  $t$

(формула № 23) будет равен:  $\phi_4 = \frac{1,33 \cdot 180^2}{2} = 21 \ 546 \text{ рад}$ , а

работа  $A_3$  маховика за время движения к светофору составит:  $A_3 = M_{им} \phi_4 = 15,6 \cdot 21 \ 546 = 316 \ 118 \text{ Дж}$ .

У светофора муфта сцепления выключается, маховик продолжает свободно вращаться, автомобиль останавливается.

Затем цикл движения повторяется, начиная с п. 3, т.е. после непродолжительной стоянки автомобиль вновь начинает движение за счет энергии маховика-накопителя, но для этого последний должен быть раскручен от скорости  $\omega_2 = 60 \text{ с}^{-1}$  до скорости  $\omega_1 = 300 \text{ с}^{-1}$ . Работу  $A_4$  на эту раскрутку определим аналогично, задавшись временем раскрутки  $t_5 = 10 \text{ с}$ . Ускорение этой раскрутки составит  $\epsilon_5 = = 24 \text{ с}^{-1}$  (см. формулу № 9).  $\phi_5 = \epsilon_5 \frac{t_5^2}{2} = 24 \cdot 50 = 1200 \text{ рад}$ , а работа  $A_4 - A_4 = M_{и} \phi_5 = 0,095 \cdot 1200 = 114 \text{ Дж}$ .

Таким образом, за цикл затрачена работа  $A$ , равная сумме работ на всех этапах. Это:  $53,7 + 223 \ 500 + 316 \ 118 + + 114 = 539 \ 785 \text{ Дж}$ .

Из большого разнообразия автомобильных аккумуляторных батарей, имеющихся на рынке, для питания маховика-накопителя выбираем батарею "Варта" PRO емкостью 140 А/ч (для грузовых автомобилей). Поскольку имеются ограничения по допустимой ее разрядке (50 % от номинальной емкости), то при напряжении 12 В она располагает работой  $A_6$ , равной  $0,5 \cdot 140 \cdot 12 = 840 \text{ Вт/ч} = = 3 \ 024 \ 000 \text{ Дж}$ . Следовательно, число циклов  $n$ , которые одна такая батарея может выполнить при питании маховика, дает формула № 24. Согласно ей,  $n_{ц} = 3024000/539785 = = 5,6$  цикла. Для надежной работы можно применять две или три такие батареи.

Из рассмотренного примера следует, что легковой автомобиль в условиях города может двигаться с приемлемой скоростью на энергии маховика массой 6 кг. Но и ее можно уменьшить, увеличив скорость раскрутки маховика, скажем, в 2...5 раз. Этого можно достичь увеличением частоты переменного тока, питающего обмотки статора, т.е. применив преобразователь частоты.



УДК 621.43

## БЕЗРАЗБОРНЫЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ДИСБАЛАНСА ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук **В.М. НАТАРЗАН, О.Л. ЩУРОВА**  
РУДН (499. 434-02-12))

*Выявлена зависимость внутрициклового ускорения вращения коленчатого вала на установившемся режиме ДВС от величины его дисбаланса. На основе этой зависимости разработан способ безразборной оценки неуравновешенности двигателей машин.*

**Ключевые слова:** внутрицикловое ускорение, коленчатый вал, установившийся режим, двигатель, дисбаланс.

Natarzan V.M., Shurova O.L.

### METHOD OF NONSEPARABLE APPRAISOL IMBALANCE OF DIESEL

*The dependence between intracyclic rotary acceleration of crankshaft and engine's disbalance quantity was revealed on the steady-state regime. On basis of this dependence, method of nonseparable appraisal engine's imbalance had been developed.*

**Keywords:** intracyclic rotary acceleration, crankshaft, steady-state regime, engine, disbalance.

Многие полнокомплектные двигатели транспортных средств после сборки имеют превышение допустимой величины дисбаланса вращающихся частей. Например, у дизелей ЯМЗ-240 вероятность превышения предельной величины их дисбаланса составляет 0,44. Подтверждено это в процессе исследований технического ресурса двух групп тракторных дизелей, в одну из которых вошли дизели с дисбалансом, не превышающим предельного его значения, а во вторую – с дисбалансом, превышающим это значение. В результате в первом случае величина среднего технического ресурса оказалась в среднем на 32 % больше, чем во втором.

Учитывая эти обстоятельства, авторы пришли к выводу: надо искать технологический способ повышения надежности тракторных дизелей, позволяющий контролировать и устранять их дисбаланс в процессе эксплуатации.

Патентный и информационный поиск такого способа позволил выдвинуть гипотезу о возможности контроля их дисбаланса по характеристике внутрициклового неравномерности вращения коленчатого вала, т.е. по внутрицикловым угловым его ускорениям в стационарном режиме работы дизеля на режиме холостого хода.

Для экспериментального подтверждения этой гипотезы авторы выявили факторы, определяющие неуравновешенность кривошипно-шатунного механизма и ее влияние на мгновенное угловое ускорение коленчатого вала. Было установлено, что такими факторами следует считать три: неуравновешенную массу, частоту вращения коленчатого вала и фазовый угол дисбаланса. Для наиболее массовых тракторных дизелей, Д-240 и ЯМЗ-240Б, в качестве уравнения связи была выбрана модель регрессионного анализа, обычно используемая для исследования нелинейных процессов, и определены для них три уровня варьирования факторов (см. таблицу). Экспериментальные данные аппроксимировались функцией вида

$$Y = \theta_0 + \theta_1 x_1 + \theta_2 x_2 + \hat{a}_3 x_1^2 + \hat{a}_4 \tilde{\sigma}_2^2 + \hat{a}_5 \tilde{\sigma}_1 \tilde{\sigma}_2,$$

которая в результате обработки экспериментальных данных по дизелю Д-240 превратилась в регрессионное уравнение

$$\varepsilon = -533,92 + 0,5187n - 0,77D - 0,125 \cdot 10^{-3} n^2 + 0,8 \cdot 10^4 D^2 + 0,4 \cdot 10^{-3} nD,$$

а для дизеля ЯМЗ-240Б – в уравнение

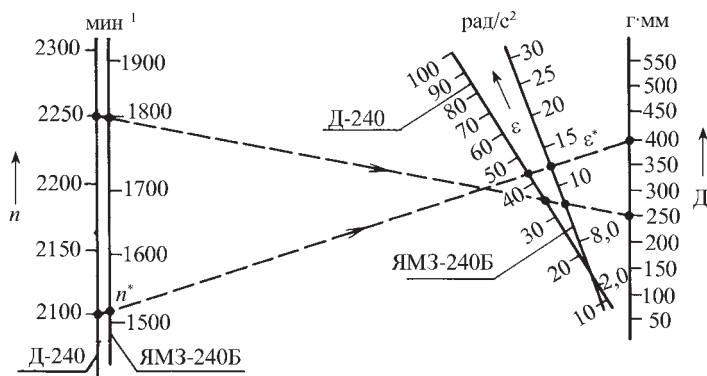
$$\varepsilon = 90,03 - 0,1047n - 0,1723D + 0,3 \cdot 10^{-4} n^2 + 0,32 \cdot 10^{-4} D^2 + 0,132 \cdot 10^{-3} nD.$$

(В этих уравнениях:  $\varepsilon$  – величина внутрициклового ускорения коленчатого вала двигателя при установившемся режиме его работы, рад/с<sup>2</sup>;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;  $D$  – величина дисбаланса, г·мм.)

Значимость влияния исследуемых факторов на величину внутрициклового ускорения оценивали с помощью коэффициентов значимости, характеризующих изменение величины внутрициклового ускорения при изменениях параметров на 1 %. И анализ этих коэффициентов для дизеля Д-240 показал, что наибольшее воздействие на величину внутрициклового ускорения его коленчатого вала на стационарном режиме работы имеет частота  $n$  вращения коленчатого вала: уменьшение  $n$  на 1 % снижает  $\varepsilon$  на 2,6 %, а уменьшение  $D$  на тот же 1 % сокращает функцию отклика на 2,2 %.

На величину внутрициклового ускорения  $\varepsilon$  дизеля ЯМЗ-240Б, наоборот, больше всего влияет именно величина дисбаланса. Так, его уменьшение на 1 % снижает значения  $\varepsilon$  на 1,5 %, а уменьшение же  $n$  на 1 % сокращает функцию отклика лишь на 0,75 %. Однако с ростом частоты вращения коленчатого вала картина меняется:

Двигатель	Факторы	Уровни факторов		
		Нижний (-)	Основной (0)	Верхний (+)
ЯМЗ-240Б	Число оборотов, мин <sup>-1</sup>	1500	1700	1900
ЯМЗ-240Б	Величина дисбаланса, г·мм	400	200	0
ЯМЗ-240Б	Угол дисбаланса, град. от ВМТ	120	0	240
Д-240	Число оборотов, мин <sup>-1</sup>	1900	2100	2300
Д-240	Величина дисбаланса, г·мм	500	250	0
Д-240	Угол дисбаланса, град. от ВМТ	120	0	240



влияние дисбаланса  $D$  на величину внутрициклового ускорения растет. Например, при  $n = 1900 \dots 2100 \text{ мин}^{-1}$  увеличение дисбаланса до  $300 \text{ г} \cdot \text{мм}$  ведет к росту  $\varepsilon$  в 5 раз.

На основе приведенных выше регрессионных зависимостей авторы построили (см. рисунок) номограмму, позволяющую довольно просто находить реальный дисбаланс дизелей Д-240 и ЯМЗ-240Б. Делается это следующим образом.

С помощью прибора ПКПиБ на установленном режиме работы дизеля определяются частота  $n$  и внутрицикловое ускорение  $\varepsilon^*$  и ускорение его коленчатого вала  $n^*$ . Затем эти значения отмечаются соответственно на осях  $n$  и  $\varepsilon$  номограммы и через них проводится прямая. Ее пересечение с координатной осью  $D$  и дает искомый дисбаланс дизеля. Что, в конечном счете, позволяет судить о его исправности.

Очевидно, что такие же диаграммы можно построить и для других моделей ДВС.

УДК 625.712.6

## РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ДЕФИЦИТА ПАРКОВОЧНЫХ МЕСТ В ГОРОДЕ

С.В. КУЩЕНКО, д-р техн. наук А.И. ШУТОВ, кандидаты техн. наук П.А. ВОЛЯ и Н.А. ЗАГОРОДНИЙ

ЗАО "Энергомашремонт", Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова (4772. 30-99-01)

На примере г. Белгорода рассмотрены проблемы парковок в городах. Даны рекомендации по улучшению организации движения за счет вывода припаркованных автомобилей с проезжей части улично-дорожной сети.

**Ключевые слова:** парковки, уровень автомобилизации, дефицит парковочных мест, организация движения, проезжая часть.

Kushenko S.V., Shutov A.I., Volia P.A., Zagorodny N.A.

### DECISION OF PROBLEM OF DEFICIENCY PARKING SPACES IN CITIES

On example of Belgorod problems of parkings in cities are considered. Recommendations about improvement of the organization of movement by a conclusion of the parked cars from roadway.

**Keywords:** parkings, automobilization level, deficiency of parking spaces, the movement organization, passing a part.

Уровень автомобилизации городского населения России непрерывно растет. Например, в Москве он достиг – 300 автомобилей на 1 тыс. человек, в Санкт-Петербурге – 260, в Екатеринбурге – 290, в Нижнем Новгороде – 250, в Белгороде – 320. И эти цифры ежегодно увеличиваются на 8–10 %. В то же время большинство российских городов, в том числе и Белгород, на данных по которому построена предлагаемая статья, имеют плотную исторически сложившуюся застройку и сеть узких улиц, что весьма ограничивает движение в таких местах. И особенно в центральных частях городов, где традиционно располагаются объекты массового тяготения и, следовательно, возникают несанкционированные парковки автомобилей. Результат всем хорошо известен:

города задыхаются от транспортных заторов.

В Белгороде, как и в Москве, решили с ними бороться. И работу начали с изучения проблемы, так сказать, на местности. В частности, с определения дефицита парковочных мест по городским районам и дворовым территориям, наличия автомобилей у местных жителей, а также предприятий и организаций, расположенных в центральной деловой части города, и их обеспеченности парковочными местами; числа автомобилей, припаркованных вдоль улиц (на специально отведенных парковочных местах и за их пределами).

Итоги обследований получились довольно любопытными. Оказалось, что в деловой части города очень четко просматриваются 34 существенно отличающиеся друг от друга квартала, на Харьков-

ской горе – четыре квартала. Иначе говоря, с точки зрения загруженности припаркованными по улицам, площадям и дворам автомобилями Белгород можно условно разделить на 38 кварталов, каждый из которых имеет примерно однородную загрузку.

Учитывая, далее, что автопарк города весьма большой, было принято, что темп его роста будет меньше среднероссийского и составит 4 % в год. То есть число автомобилей в ближайшие пять лет увеличится на 20 %.

Все данные, полученные в результате обследования улично-дорожной сети города, взяты за апрель, когда наблюдалась пиковая активность использования автомобильного транспорта, обусловленная выездом на улично-дорожную сеть той доли автомобильного парка, которая в зимний период не эксплуатируется.

Итогом всей этой предварительной работы стала таблица данных, позволяющая проанализировать состояние дел в каждом из 38 кварталов города, выявить его "болевы" точки, а значит, выработать меры по их устранению. (Здесь приведена лишь та часть, которая относится к центральной части города.)

Как видно из таблицы, общее число припаркованных в этой части города автомобилей в апреле составило 10 140 ед. При этом 3732 из них (37 %) парковались в не отведенных для таких целей местах. Если же автомобили вытеснить из дворов, то это число возрастет до 6979, или до 61 % парка. И самыми неблагоприятными с этой точки зрения оказа-

лись (по мере убывания) кварталы № 7, 27, 1, 24, 5, 32, 8, 25. И второе: если представить территорию города свободной от существующей застройки, т.е. в качестве одной большой площадки под парковку, то на ней поместилось бы 79 800 автомобилей. Другими словами, припаркованные автомобили уже сегодня занимают 1/8 часть центральной части города. Что заставляет задуматься о строительстве парковок нескольких уровней. Потому что организация необходимого числа мест хранения на открытых наземных одноярусных стоянках просто нереальна. Ведь при таком способе хранения стоящий автомобиль занимает (с учетом зазоров безопасности и проездов) 25 м<sup>2</sup>. При двухъярусном же хранении эта площадь снижается до 15 м<sup>2</sup>, при трехъярусном – до 10, при четырехъярусном – до 8, а при пятиъярусном – до 6 м<sup>2</sup>.

На Харьковской горе фактически все кварталы – проблемные. Например, если ориентироваться на требования СНиП 2.07.01–89 "Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений", то число машиномест для сотрудников и учащихся БГТУ имени В.Г. Шухова должно составлять 2700. Однако для размещения автомобилей, приехавших в университет, предусмотрено всего лишь две обустроенные парковки общей вместимостью 150 автомобилей, а для нужд проживающих в общежитии университета – 80 машиномест. То есть обеспеченность 8,5 %. Не лучше обстановка и в других кварталах.

Вывод очевиден: проблему парковок не только нужно, но и придется решать. Причем используя, в зависимости от потребностей, выделяемых средств и архитектурных решений, все известные на сегодня типы паркингов и варианты их размещения. В частности, площади, в том числе Соборную площадь, школьные стадионы. Площадки отстоя общественного транспорта можно использовать для строительства подземных паркингов. Кроме того, на Соборной площади представляется возможным реализовать подземный трехэтажный рамповый паркинг вместимостью до 400 автомобилей на этаже. Такое решение обеспечит парковочными местами все близлежащие объекты притяжения (адми-

нистрация Губернатора области, администрация города, УМВД по Белгородской области, медицинский колледж НИУ БелГУ, Драматический театр имени М.С. Щепкина, многочисленные банки, страховые компании, коммерческие предприятия и т.д., а также жилые дома соседних кварталов).

Еще один положительный эффект предлагаемого паркинга состоит в его способности разместить большое число автомобилей во время массовых мероприятий (День Победы, День города и т.п.).

Для вокзальной же площади вполне подходит смешанный (надземно-подземный) паркинг, а также надземный паркинг, расположенный над железнодорожными путями.

Еще один крупнейший белгородский центр притяжения – центральный рынок. Здесь, по мнению авторов, вполне уместны паркинги в строящихся зданиях – так, как это делают в Киеве, где паркинги в жилых и офисных зданиях рассчитаны не только на обслуживание собственно здания, а и на гораздо большее число автомобилей, поэтому в них может заехать любой желающий.

В районе пересечения ул. Князя Трубецкого и Белгородского проспекта в связи с особенностью природного ландшафта также лучше всего подходит рамповый паркинг, но – емкостью 108 автомобилей и расположенный под проезжей частью. Такого же типа паркинги целесообразно обустроить и под всей территорией Народного бульвара, что значительно разгрузит центральную часть города около торговых центров и магазинов, расположенных вдоль этого бульвара. Их машиноемкость, по расчетам, должна быть не менее 1043 ед.

Не обойтись и без механизированных паркингов: они нужны в местах, где отсутствуют площади для возведения рамповых паркингов.

Довольно рациональным, с точки зрения авторов, предложением является проект, разработанный специалистами кафедры "Организация и безопасность движения" БГТУ имени В.Г. Шухова, идея которого – строительство паркингов на свободной территории кольцевых пересечений дорог.

Конечно, этот проект в связи с особенностями конструкции таких автопаркингов довольно затратен. Однако его реализация позволяет стабилизировать ситуацию с припаркованными вдоль проезжей части близлежащей территории автомобилями (особую проблему составляют автомобили, расположенные на ул. Королева), а также обеспечит парковочными местами жителей окружающих жилых массивов, чьи автомобили сейчас заполняют дворовые территории, создавая помехи для движения специализированного транспорта, транспорта коммунальных служб и ухудшая экологическую обстановку города в целом.

Есть смысл воспользоваться и опытом стран дальнего зарубежья. Особенно в отношении наведения правового порядка. Например, там узаконено и стало нормой, что водитель волен ездить по городу на чем угодно, когда угодно и куда угодно. Но припарковаться вне специально отведенных мест (парковок и паркингов) должно быть практически негде: всюду запрещающие знаки. Эта мера очень популярна в Токио, Нью-Йорке, Барселоне, Берлине, Вене и т.д., как и то, что на уличных парковках обязательно должно быть ограничено время пребывания, иначе работники расположенных вблизи организаций и фирм займут их на целый день.

Однако этот метод эффективен только в случае, если число "перехватывающих" паркингов достаточно и в городе налажена работа общественного транспорта и такси. Например, в пригородах Лондона оставить автомобиль на день можно за умеренную (1–2 ф. ст.) плату. Причем в стоимость парковки включен проезд на автобусе в деловой центр города.

Чтобы обеспечить эффективность борьбы с неправильно припаркованными автомобилями, необходимы и жесткие карательные санкции – штрафы, эвакуация. К примеру, в Великобритании создана фирма, похожая на дорожную полицию, сотрудники которой разъезжают по городу и следят за нарушителями парковки: если кто-то поставил автомобиль в нарушение правил дорожного движения, то они блокируют колесо, оставляют номер диспетчерской службы и едут дальше. Движение автомобиля

будет возможно только лишь после уплаты штрафа.

Въезд транспорта на некоторые территории за рубежом ограничивают и с помощью специальных средств: шлагбаумов, электронных пультов, видеосистем. При этом все автомобили специального назначения имеют универсальные отпирющие устройства.

Или взять такой вопрос. В Белгороде, как и в других российских городах, водители не имеют информации о расположении и заполненности автомобильных стоянок. Результат — частые и опасные остановки на обочинах дорог. Нет у нас и указателей о направлении движения и расстоянии до разрешенной стоянки. За рубежом же все это стало нормой. С помощью детекторов ведется непрерывный подсчет въездов и выездов автомобилей на любой из городских стоянок, информация подается в вычислительное устройство, которое включает и выключает светящиеся стрелки на специальных табло, размещенных перед перекрестками улиц. Благодаря этому водители всегда знают, в каком направлении им рекомендуется двигаться, если возникает такая необходимость, к стоянке, имеющей свободные места. Более того, информацию о местоположении парковок и наличии на них свободных мест выдают и GPS-навигаторы.

Разумеется, в связи с тем, что крупные предприятия и организации, расположенные, как правило, в исторических центрах российских городов, служат и центром притяжения людей и, следовательно, автомобилей. Самым радикальным способом решения проблемы парковки было бы перемещение этих организаций и предприятий в менее загруженные транспортом части города. Например, в Белгороде — перемещение управления Федеральной налоговой службы, расположенного по ул. Преображенской, в северную часть города. Но это, к сожалению, удастся далеко не всегда. Причем как по объективным, так и по субъективным причинам.

И последнее. Еще одним мероприятием, которое пропагандировалось в свое время в СМИ московского региона, было предложение людям селиться рядом или близко к месту работы — с тем, чтобы им не приходилось

Номер квартала	Показатели 2011 г.			Показатели с учетом 20 %-го прироста автомобилей	
	число припаркованных на территории квартала автомобилей	дефицит парковочных мест в квартале	дефицит парковочных мест при условии отсутствия парковок на дворовых территориях квартала	наличие парковок на дворовой территории квартала	отсутствие парковок на дворовой территории квартала
1	417	201	251	241	301
2	106	41	41	49	49
3	266	38	149	45	178
4	337	122	70	146	84
5	328	171	228	205	273
6	144	71	110	85	132
7	471	363	421	435	505
8	273	162	235	194	282
9	302	103	206	123	247
10	311	88	169	105	202
11	330	85	180	102	216
12	254	57	162	68	194
13	254	82	184	98	220
14	145	29	67	34	80
15	157	57	108	68	129
16	298	124	241	148	289
17	239	46	147	55	176
18	267	139	225	166	270
19	204	96	155	115	186
20	173	63	112	75	134
21	445	72	362	86	434
22	345	97	268	116	321
23	233	117	174	140	208
24	401	195	313	234	375
25	481	160	354	192	424
26	339	140	295	168	354
27	380	205	306	246	367
28	379	138	348	165	417
29	291	71	148	85	177
30	408	53	161	63	193
31	190	4	85	5	102
32	266	184	229	220	274
33	455	85	295	102	354
34	251	73	180	87	216
Итого	<b>10 140</b>	<b>3732</b>	<b>6979</b>	<b>4466</b>	<b>8363</b>

преодолевать большие расстояния и прибегать к использованию личных автомобилей и тем самым перегружать улично-дорожную сеть города. Однако такая возможность — дело даже не ближайшего будущего: "квартирный вопрос" еще долго будет препятствовать этому.

Таким образом, исследования, проведенные в Белгороде, лишней раз доказывают: проблему парковок АТС следует решать комплексно, не пренебрегая ни отечественным, ни

зарубежным опытом. Причем с учетом не только "осредненной" по городу обстановки, но и обстановки, сложившейся в отдельных его частях. Что, к сожалению, учитывается далеко не всегда. Итог — затраты огромных средств и несущественное улучшение транспортных проблем. И все потому, что руководители регионов больше надеются на собственную интуицию, чем на выводы специалистов. Пора с этим кончать, иначе нас ждет повсеместный транспортный коллапс.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЭЛЕМЕНТА ТОЛКАТЕЛЯ КЛАПАНА ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740 ПОСЛЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. тех. наук **Р.А. БИКУЛОВ**, доктор тех. наук **В.И. АСТАЩЕНКО**, канд. тех. наук **А.И. ШВЕЁВ**, **Т.В. ШВЕЁВА**, **И.А. ШВЕЁВ**  
ИНЭКА (8552, 58-95-38)

По комплексу показателей точности исследована величина износа рабочей поверхности толкателя клапана. Показана топография поверхности износа и определен массовый износ. Предложены мероприятия по продлению ресурса работы толкателей, бывших в эксплуатации.

**Ключевые слова:** газораспределительный механизм, толкатель клапана, износ, восстановление толкателя.

R.A. Bikulov, V.I. Astashchenko, A.I. Shveyov, T.V. Shveyova, I.A. Shveyov

### PROBE OF A WORKING ELEMENT OF CAM FOLLOWER DIESEL AFTER OPERATION

On a complex of indicators of accuracy the size of deterioration of a work face of a cam follower is investigated. The topography of a surface of deterioration is shown and mass deterioration is defined. Actions for prolongation of a resource of work of pushers were in operation are offered.

**Keywords:** a gas distribution mechanism, a cam follower, deterioration, pusher restoration.

Поверхность рабочего элемента в процессе его эксплуатации контактирует с цементованной поверхностью кулачка распределительного вала. Длительное сохранение функции данной детали возможно при условии, что износ по рабочей поверхности толкателя клапана будет равномерным и не ухудшающим условия базирования по кулачку распределительного вала. Поэтому контакт с поверхностью кулачка происходит слоем отбеленного чугуна (твердостью не менее 61 HRC), наплавленным на рабочую поверхность. У идеально функционирующего толкателя ось должна пересекать ось вращения кулачка и быть прямолинейной, а плоский элемент, контактирующий с профилем кулачка, должен быть строго перпендикулярен оси [1]. Указанные показатели входят в размерную цепь, определяющую величину теплового зазора, и напрямую влияют на качество функционирования газораспределительного механизма.

Изнашивание рабочей поверхности приводит к одновременному изменению нескольких показателей точности: линейного размера и формы в продольных и круговых сечениях. Поэтому, выбрана схема измерений, позволяющая просканировать всю поверхность. Для этой цели поверхность была размечена сеткой, состоящей из 109 узлов (рис. 1). В соответствии со схемой в каждой узловой точке высотометром ("Mahr – Digimar 817 CLM Quick Height") регистрировался линейный размер (рис. 2). Для нахождения относительного линейного размера между рабочим и передающим элементами выполнены дополнительные измерения.

Результаты исследования показали, что линейный размер толкателя при одном моторесурсе двигателя может быть как ниже границы износа, так и находиться в пределах допуска по конструкторскому чертежу (образцы 4, 5, 6, 9, 12). Максимальное отклонение профиля в продольных сечениях также может изменяться в очень широких пределах – от 0,03 до 0,6 мм.

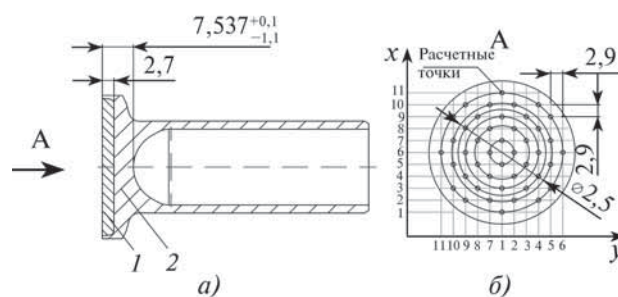


Рис. 1. Толкатель клапана (а) и измерительная система координат рабочего момента в продольных и круговых сечениях (б), 1 – наплавленный слой отбеленного чугуна, 2 – основной материал толкателя сталь 35 "селект"

Проведенный корреляционный анализ установил следующее: увеличение износа по линейному размеру приводит к однозначному увеличению отклонения от плоскостности (рис. 3, а) и отклонения профиля в круговых сечениях (рис. 3, б).

Для того, чтобы установить условия контакта по сборочному чертежу и детализовке узла, составлены размерные цепи отдельно для каждой из координат установки и определено номинальное положение линии контакта приемного элемента толкателя клапана с кулачком. В результате расчета размерной цепи установлены следующие положения линии контакта (рис. 4): в осевом направлении –  $0_{-0,742}^{+1,010}$  мм или  $0,268_{-0,876}^{+0,876}$  мм (из предположения о нормальном законе распределения линейных размеров звеньев осевой размерной цепи); в радиальном направлении – 0,266 мм симметрично относительно оси вращения кулачка.

Анализ формы рабочего элемента проводился по трехмерным графикам, построенным по размерам в каждом из узлов измерительной сетки. Для определения условий износа на локальных участках проведены изолинии, характеризующие одинаковую величину износа. Масштаб по оси Z с целью визуального сравнения степени износа для всех графиков принят равным максимальной величине отклонения от плоскостности в комплекте толкателей.

Для сравнения результатов измерений по разработанной схеме проведена серия измерений только изготовленных толкателей. Результаты измерений наиболее характерного рабочего элемента показали следующее: линейный относительный размер – 7,084 мм; поверхность рабочего элемента наклонена; профили, как в продольных, так и в круговых сечениях имеют эквидистантную форму с величиной наклона в 0,02 мм; все показатели точности – в границах полей допусков.

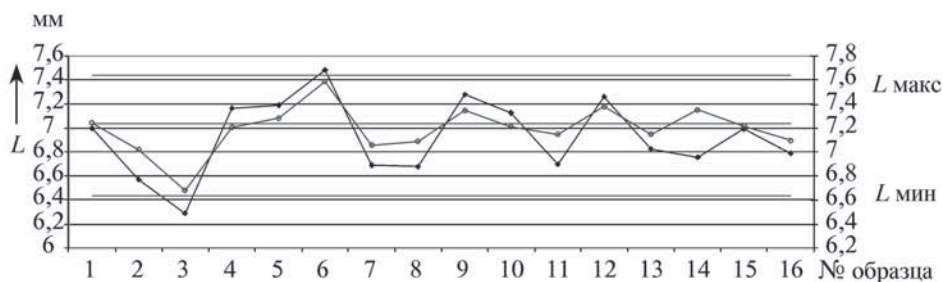


Рис. 2. График изменения минимального линейного размера от рабочего до передающего элемента с учетом отклонения от плоскостности

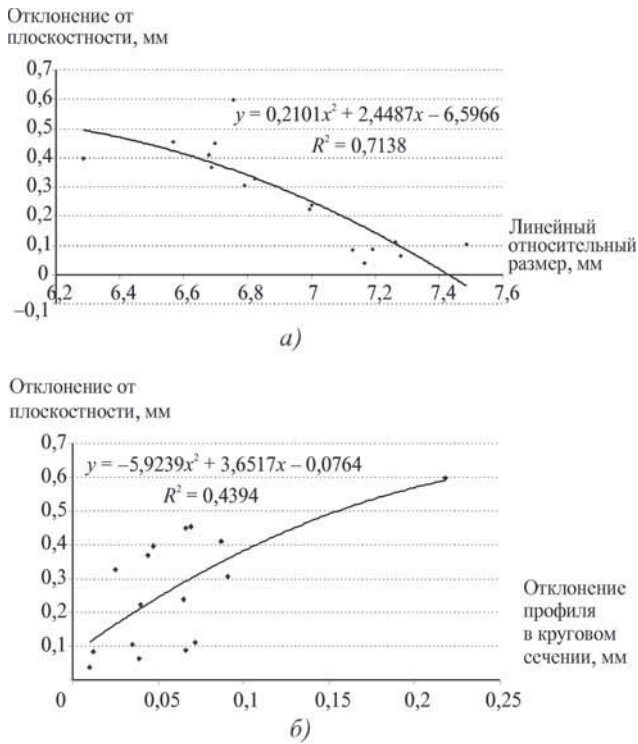


Рис. 3. Изменение величины износа рабочего элемента от положения передающего элемента (а), отклонения профиля в круговых сечениях рабочего элемента (б)

У изношенных толкателей клапана в большинстве случаев очаг износа имеет форму кратера (рис. 5, а). С увеличением его глубины наклон стенок кратера увеличивается. Определить координаты максимального износа можно по топографии поверхности. У большинства толкателей профиль в продольных сечениях во взаимно перпендикулярных направлениях имеет, как правило, один экстремум. Очаг максимального износа в этом случае находится по центру рабочей поверхности элемента (рис. 5, б).

В круговых направлениях профиль от центра к краю увеличивается и имеет несколько периодически повторяющихся волн амплитудой 0,02 мм, являющихся следствием неравномерности приработки кулачка и рабочей поверхности и возникших в результате вращения толкателя клапана вокруг оси. Отклонение от перпендикулярности направляющего элемента относительно опорного принимает значение до 0,03 мм.

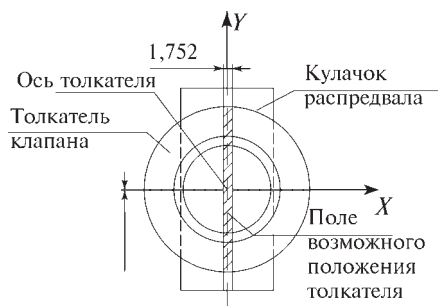


Рис. 4. Поле возможных положений линии контакта рабочего элемента толкателя клапана относительно кулачка распредвала

Равномерный кратерообразный износ можно считать следствием приработки поверхности рабочего элемента с поверхностью кулачка.

В исследованном комплекте имеются толкатели, отличающиеся совершенно иной (рис. 6) формой износа (толкатели 3, 4, 12). У этих толкателей поверхность повторяет форму вновь изготовленного толкателя (рис. 7), отличаясь только увеличением наклона образующих до 0,15 мм и незначительным размерным износом по сравнению с кратерной формой износа. Координата максимального износа этих толкателей находится не в центральной точке, а смещена к краю рабочего элемента. Отклонение от перпендикулярности оси направляющего элемента относительно прилегающей к поверхности рабочего элемента плоскости составляет от 0,05 мм до 0,1 мм, что в 2–3 раза больше, чем у толкателей с очагом износа в виде кратера. Таким образом, износ повторяющий форму рабочего элемента вновь изготовленного клапана, дополнительно сопровождается и изгибом направляющего элемента.

По данным измерений с учетом площади элементарной ячейки сетки дополнительно рассчитан объем изношенного материала и величина массового износа. Установлен размах массового износа поверхности рабочего элемента от 0,16 г у толкателя № 6 до 1,49 у толкателя № 3, а также массовый размерный износ из предположения о максимально неблагоприятном варианте изготовления клапанов, когда линейный относительный размер между рабочим и передающим элементами до износа равен максимальному предельному значению. Размах массового размерного износа составил от 0,31 г у толкателя № 6 до 5,3 г у толкателя № 3. Масса наплавленного износостойкого чугуна, после финишной шлифовальной операции равна в среднем 17,47 г. Таким образом, максимальный массовый износ рабочей поверхности в исследованной выборке достиг 39 % от общей массы наплавки.

На поверхности рабочего элемента четко прослеживаются концентрические риски, являющиеся следствием механического воздействия в результате поворота толкателя клапана, и очаги выкрашивания. Причиной же катастрофического изнашивания и задира кулачков и плоских толкателей дизеля КамАЗ-740, как установлено в [2], является развитие процесса микроконтактного схватывания.

Выполненные исследования поверхности рабочего элемента толкателя, при одном и том же пробеге двигателя, показали:

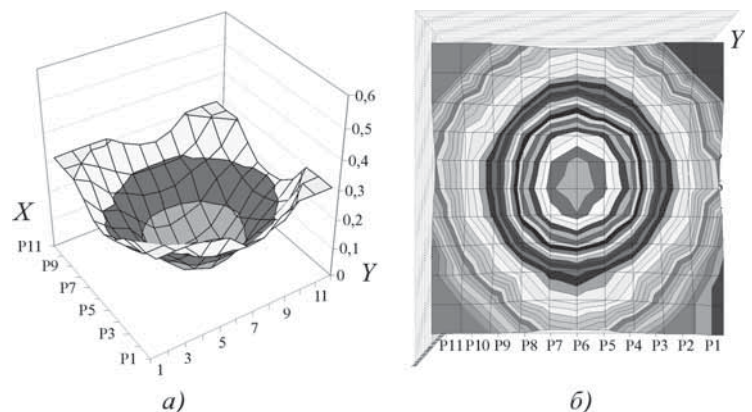


Рис. 5. Форма рабочего элемента (а) и очаг максимального износа по центру поверхности рабочего элемента (б) толкателя клапана № 13: относительный линейный размер по максимальной координате износа – 6,823 мм, отклонение профиля в круговых сечениях на  $\varnothing 25$  мм – 0,108 мм, отклонение профиля в продольных сечениях – 0,327 мм, массовый износ очага износа – 1,02 г, массовый размерный износ – 2,03 г

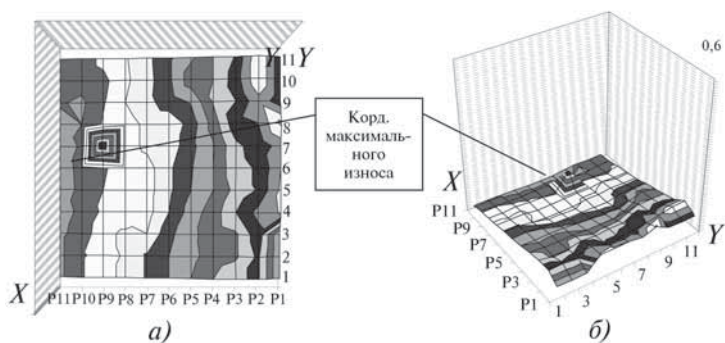


Рис. 6. Место расположения очага максимального износа (а), и форма рабочего элемента (б) толкателя № 12: относительный линейный размер по максимальной координате износа – 7,263 мм, отклонение профиля в круговых сечениях на  $\varnothing 25$  мм – 0,076 мм, отклонение профиля в продольных сечениях – 0,12 мм, массовый износ очага износа – 0,112 мм, массовый износ очага износа – 0,45 г, массовый размерный износ – 0,47 г

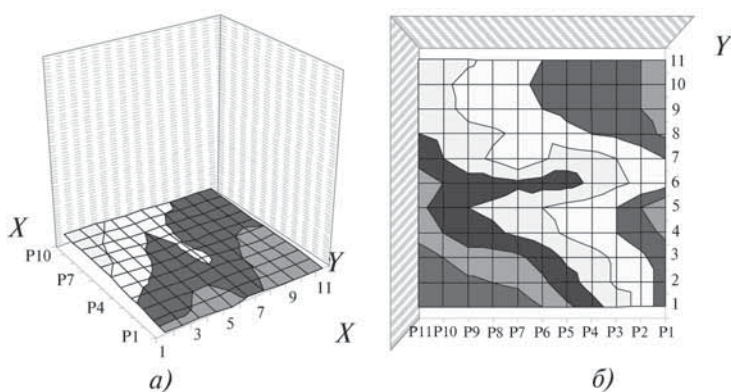


Рис. 7. Форма рабочего элемента (а) и поверхность в плане с изолиниями одинаковой величины износа (б) вновь изготовленного толкателя клапана: относительный линейный размер по максимальной координате износа – 7,084 мм, отклонение профиля в круговых сечениях на  $\varnothing 25$  мм, отклонение профиля в продольных сечениях – 0,020 мм, массовый износ очага износа – 0, массовый размерный износ – 0

– износ толкателей по относительному положению рабочего элемента очень неравномерен. Очевидно, что следствие усталостного хрупкого разрушения микрообъемов приводит к уменьшению относительного линейного расстояния, что сопровождается значительным увеличением отклонения от плоскостности;

– форма изношенного рабочего элемента у большинства толкателей клапанов равномерная и имеет форму кратера, угол наклона стенок которого с увеличением отклонения от плоскостности увеличивается, но наибольшая глубина кратера не означает максимального массового износа, например, у толкателя № 14 он равен 1,49 г, а у толкателя № 2 – 1,45 г;

– несколько изношенных рабочих элементов толкателей из выборки повторяют форму вновь изготовленного клапана, при этом координата очага максимального износа смещена от центра толкателя. Процесс износа свидетельствует об отсутствии приработанности. Толкатели с таким видом износа имеют повышенное отклонение от перпендикулярности направляющего элемента;

– наличие вращения толкателя вокруг своей оси и равномерный износ по всему комплекту толкателей в процессе передачи закона движения, а следовательно, и эксцен-

триситет не гарантируются, что подтверждается фактом наличия неравномерно изношенных приемных элементов клапанов (расчет размерной цепи в осевом сечении распределительного вала показал отклонение оси толкателя и плоскости симметрии кулачка от его проектного значения (эксцентриситет) 0,268 мм.

По конструкторской документации после изготовления линейный размер должен быть в пределах  $7,237^{+0,2}_{-0,2}$ , размер по конструкторской ремонтной документации –  $7,237^{+0,2}_{-0,8}$ , как видим, нижнее отклонение расширено на 0,6 мм, после шлифовальной операции линейный размер должен быть в пределах  $7,537^{+0,1}_{-1,1}$  мм (рис. 1). Таким образом, минимально допустимый ремонтный размер составляет 6,437 мм с учетом величины дефектного слоя поверхности клапана в 0,1 мм, минимально допустимый размер по максимальному износу по рабочей поверхности клапана, гарантирующий удаление всех следов износа, должен быть 6,537 мм.

Используя зависимость  $-0,2101 \times x^2 + 2,4487 \times x - 6,5966$  (рис. 3, а) и подставив значение найденного минимального допустимого размера, можно определить критическую величину отклонения по максимальному износу рабочего элемента: 0,45 мм.

Результаты проведенных исследований показывают, что с экономической точки зрения необходимо ввести процедуру предварительной сортировки клапанов по максимальной глубине кратера износа на группы: первая группа – максимальная глубина кратера износа до 0,1 мм; вторая группа – изношенные от 0,1 – 0,45 мм; третья группа – изношенные свыше 0,45 мм.

Первая группа может быть использована повторно без перешлифовки, в случае отсутствия трещин и раковин. Вторая группа восстанавливается путем перешлифовки по принятой схеме обработки. Третья группа не должна подвергаться шлифовке, так как высока вероятность наличия остаточных следов износа. Эту группу необходимо отбраковать и направить на восстановление путем повторного наплавки слоя износостойким чугуном. Среди исследованного комплекта клапанов 25 % отнесено к первой группе, 56 % ко второй группе и 19 % к третьей группе, что косвенно подтверждает статистику по числу толкателей, выбракованных после шлифовальной операции на заводе. Таким образом, используя предложенный вариант сортировки клапанов можно повысить эффективность шлифовальной операции и число повторно используемых толкателей с учетом восстановленных повторной наплавкой детали.

В настоящее время на заводе ремонта двигателей ОАО "КамАЗ" толкатели, поступившие от двигателей, подвергнутых капитальному ремонту, восстанавливаются путем перешлифовки поверхности рабочего элемента в ремонтный размер. В результате шлифования около 20 % толкателей отбраковываются по причине сохранения на отшлифованных толкателях следов износа или выкрашиваний на поверхности рабочего элемента. Соответствующие ремонтному размеру клапаны, не имеющие визуальных дефектов, устанавливаются на имеющиеся в наличии ремонтные блоки.

#### Литература:

1. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика – 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
2. Новиков В.Г., Федоров А.А., Бытв Д.О. Критерий задиристости сопряжения кулачок – плоский толкатель автомобильного дизеля / Справочник. Инженерный журнал № 7, 2004. – С. 24–31.





УДК 621.792.053

## ВЛИЯНИЕ КЛЕЕВОГО СОЕДИНИТЕЛЬНОГО СЛОЯ НА ПРОЦЕСС ВЫТЯЖКИ ЛИСТОВОГО МНОГОСЛОЙНОГО МАТЕРИАЛА

Канд. техн. наук **С.А. ТИПАЛИН, А.А. ПЛОТНИКОВ**  
МГМУ "МАМИ" (499. 223-05-23)

*Рассмотрена классификация клеевых соединений, методы их испытаний, а также порядок подбора оптимального адгезива для получения многослойного материала.*

**Ключевые слова:** клей, адгезив, классификация, методы испытаний, многослойный материал.

**Tipalin S.A., Plotnikov A.A.**

### INFLUENCE OF ADHESIVE JOINT LAYER ON DRAWING PROCESS OF SHEET LAMINATED MATERIAL

*This paper contains information about adhesive classification, describes testing procedure of adhesive joints, includes facts about adhesive selection for laminate materials.*

**Keywords:** adhesive, classification, testing procedure, laminated material.

В современной технике широкое распространение получили многослойные материалы – материалы, состоящие из нескольких слоев, каждый из которых имеет свое функциональное предназначение. При этом слои многослойного материала должны быть связаны между собой на молекулярном уровне.

Но многослойный материал – не конечное изделие, а лишь заготовка, которую можно подвергать технологическим операциям для получения готового продукта. Поэтому многослойные материалы по своему функциональному назначению весьма разнообразны и их можно разделить на несколько групп. Одни предназначены ограждать человека от чрезмерного шума (шумопоглотители, или антифоны), другие – от чрезмерной вибрации (виброгасители), третьи – для получения повышенных упругих свойств изделия и т.п.

Для нашего исследования наибольший интерес представляют антифоны, поэтому рассмотрим их более подробно.

Антифон – материал, основное предназначение которого – снижение уровня шума. Он может быть как однослойным (к примеру, пористые панели), так и многослойным. Причем последние чаще всего применяются в виде сэндвич-панелей, т.е. в виде двух металлических листов, соединенных между собой слоем полимера, который играет роль клея (или адгезива) с определенными физико-механическими свойствами. В связи с этим возникают вопросы: какими свойствами должен обладать соединительный слой, чтобы была возможность листовой штамповки такого многослойного материала, и какие для этого изменения нужно внести в технологический процесс деформирования простого однослойного металла?

Чтобы ответить на них, попытаемся разобраться в процессе склеивания, видах клеев и их назначении.

Склеивание – способ получения неразъемного соединения за счет адгезионного взаимодействия клея (адгезива) и склеиваемых поверхностей [1]. Такой способ используется для всех материалов подложек, независимо от их физической природы.

Хорошими адгезионными свойствами обладают многие вещества, имеющие растительное (смола, сок растений) или животное (кровь, чешуя рыб, слюна птиц и т.д.) происхождение. Но свойства у них разные, поэтому их принято классифицировать по различным признакам [2]: температуре склеивания, происхождению, прочности и стабильности свойств во времени.

К первой группе относятся клеи холодного, при температуре ниже 293 К, или 20 °С, отверждения; клеи, отверждающиеся без нагрева (при комнатной температуре); клеи с умеренной, от 304 К (31 °С) до 373 К (100 °С), температурой отверждения; клеи горячего, выше 373 К (100 °С), отверждения.

Вторую группу образуют натуральные и синтетические клеи.

Третья группа – конструкционные и неконструкционные клеи.

Четвертая группа – клеи четырех типов: *INT*, выдерживающие воздействие холодной воды, но не стойкие к воздействию микроорганизмов (их изготавливают на основе феноло- и резорцинформальдегидных смол); *MR*, стойкие к воздействию влаги и умеренно стойкие к воздействию климата (получают их на основе формальдегидных смол, они выдерживают климатическое старение на открытых площадках в течение нескольких лет, но при дополнительном кипячении разрушаются); *BR*, стойкие к воздействию кипящей воды, выдерживают действие холодной воды в течение многих лет и очень стойкие к воздействию микроорганизмов, но при длительных климатических испытаниях разрушаются; *WBT*, стойкие к воздействию климата и кипящей воды (основной компонент – фенольные смолы).

Кроме того, клеи классифицируют и по клеевой основе, консистенции и температуре склеивания.

Так, по клеевой основе их делят на органические (животного и растительного происхождения) и неорганические (созданные искусственным способом); по консистенции – на твердые (в виде кусков прутка, гранул, порошка), жидкие и пастообразные; по отношению к температуре склеивания – на термореактивные одно- (отверждаются под действием высокой температуры), двух- (отвердевают под действием катализатора или отвердителя при нормальных и повышенных температурах), многокомпонентные (отвердевают под действием катализатора или отвердителя при нормальных и повышенных температурах); термопластичные (могут быть в виде раствора, образуют клеевую пленку).

Основой клея служат самые различные вещества. В автомобилестроении могут применяться клеи, изготовленные на основе термореактивных смол. Еще более широкое применение находят клеи на основе эпоксидных смол (олигомеров с молекулярной массой 200...3000), так как отличаются хорошей адгезией к металлам, нейтральны по отношению к склеиваемым материалам, не выделяют летучих продуктов и имеют малую усадку в процессе отверждения. Главное же, клеевой шов обладает хорошими физико-механическими и диэлектрическими характеристиками, причем его прочность не зависит от толщины клеевого слоя.

Эпоксидные смолы могут быть использованы в виде растворов, замазок, прутков, порошков и пленок, но в любом случае для них необходим отвердитель, в качестве ко-

того применяют ангидриды кислот (малеиновой, фталевой, тетрогидрофталевой) и амины.

Полиуретановые клеи тоже характеризуются высокой адгезией к большинству материалов. Они устойчивы к действию воды и растворителей, имеют хорошую эластичность и термостойкость. Однако в их составе есть токсичные элементы, поэтому их следует наносить с помощью специального оборудования (ПУ, "Вилад1", ..., "Вилад11").

Клеи-расплавы проявляют свои свойства только в расплавленном состоянии, а при охлаждении образуют твердую массу. Причем эту массу можно подвергать многократному нагреву до температуры плавления.

Определяющими для выбора термопластичного клея-расплава являются температуры эксплуатации выполненного с его помощью соединения, а также размягчения и плавления клея.

Температура плавления клея определяет скорость схватывания клеевого слоя со склеиваемыми поверхностями. Температура, при которой наносится клей, обычно выше температуры плавления и зависит от требуемой вязкости расплава: допускать слишком большой вязкости клея нельзя, так как ухудшается смачивание им склеиваемых поверхностей, снижаются клеевые свойства. Повышение температуры выше допустимой тоже крайне нежелательно: оно вызывает деstrukцию клея, т.е. снижает прочность клеевого соединения. И вообще при склеивании необходимо точно регулировать температуру нагрева, нагревать клей небольшими порциями, вводить в клеевые соединения добавки, препятствующие деstrukции.

На прочность клеевого соединения влияет создаваемое давление и продолжение перехода клея из жидкого состояния в твердое. Давление (0,1...1 МПа, или 1...10 кгс/см<sup>2</sup>) необходимо поддерживать до тех пор, пока температура склеивания станет ниже температуры размягчения расплава.

Приготовленные клеевые композиции из анаэробных клеев могут отверждаться при комнатной температуре без доступа воздуха. Такие клеи затекают практически в любые мелкие зазоры и неровности, в отвержденном состоянии обеспечивают герметичность клеевых соединений при воздействии агрессивных сред и перепадах температур от 80 до 323 К (от -193 до 150 °С), их стойкость к вибрациям и ударам, защищают металл от коррозии.

Создание многослойных деталей из отдельных штампованных частей с последующим склеиванием затруднительно. Во-первых, если клей наносить уже на готовые элементы изделия, то необходимо иметь рабочую оснастку для каждой части детали, большие производственные площади, увеличивать загрузку оборудования и численность рабочего персонала. Потребуются дополнительные операции нанесения адгезива, а также сборочная операция. Все это приведет к значительному удорожанию производства и, как следствие, конечного изделия.

Во-вторых, на изделие сложной формы достаточно просто нанести равномерный слой адгезива, выдержав требуемые условия. Это приведет к тому, что качество изделия будет ниже. Кроме того, достаточно сложно и дорого автоматизировать в промышленном масштабе нанесение адгезива.

В результате использование готового клееного листа для получения конечного продукта экономически гораздо выгоднее, чем раздельное получение элементов детали и их последующее склеивание.

В процессе вытяжки многослойного материала клеевой слой может подвергаться растяжению, сжатию, а так-

же работает на сдвиг. Чтобы вытяжка многослойного материала была максимально близка к процессу вытяжки однослойного листа металла, необходимо грамотно подобрать адгезив: он должен быть таким, чтобы различные виды напряженного состояния оказывали на него наименьшее воздействие. Адгезив должен соответствовать определенным требованиям.

Во-первых, он должен иметь необходимые вязкость и пластичность, а его молекулярная структура не должна нарушаться в процессе деформирования многослойного материала.

Во-вторых, клеевой слой должен обладать высокой адгезией для прочного скрепления металлических листов между собой. Причем максимальная адгезия между материалами должна быть достигнута после завершения деформирования многослойного материала.

В-третьих, раз материал используется в качестве антифона, то и клей должен обладать такими физическими свойствами, которые позволят получить требуемую звуковую изоляцию.

В-четвертых, важно учесть способ нанесения клея на листовую материал: удобнее всего работать с пленочными клеями, в результате обеспечивается равномерность наносимого клеевого слоя, в то же время появляются доступные способы промышленного нанесения клея-расплава на листовую металл.

Помимо перечисленных требований, важно также знать, в каких условиях будет эксплуатироваться полученное изделие: если это агрессивная среда, то в адгезиве должны быть присадки, позволяющие использовать определенный тип клея в подобных условиях. Кроме того, необходимо учитывать влажность среды, температурные колебания и многие другие факторы.

Как было сказано выше, наиболее удобными для склеивания двух металлических листов являются пленочные клеи. Их в настоящее время выпускается достаточно много. Это клеи на основе сополимера венилацетата и этилена (1), полиамида (2), полиоксиэфира (3), кремнийорганических (4) и эпоксидных смол (5), полиэтиленimina (6), фенольно-нитрильные (7), фенольно-неопреновые (8), фенольно-поливинил-формальные (9) и на основе минеральных восков (10). Если все их проанализировать по трем критериям: физическому состоянию, механизму отверждения и стойкости под воздействием таких эксплуатационных факторов, как теплостойкость и морозостойкость, то получим следующее.

1. Практически все перечисленные клеи могут выпускаться не только в "пленочном" состоянии, но и в твердом (гранулы) и жидком (расплав).

2. Клеи 1, 3, 5, 6, 7, 8, 9 отверждаются под давлением, что необходимо при таком процессе, как вытяжка листового металла. Единственным ограничением при выборе клея по этому критерию является время отверждения под давлением: чем меньше будет этот интервал, тем больше подходит клей для использования.

3. Отверждение клеев 1, 2, 3, 10 происходит при плавлении нагреванием. Важной характеристикой здесь явля-

Свойства	Номер клея									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Теплостойкость	П	П	У	С	Х	Х	У	У	И	С
Морозостойкость	Х	Х	Х	П	И	—	Х	У	И	Х
Примечание. И – исключительная; Х – хорошая; С – средняя; У – удовлетворительная; П – плохая										

ется температура плавления, которая указывается в паспорте клея.

4. Температура отверждения клеев 3, 4, 5, 6, 7, 8 – комнатная, время отверждения тоже указывается в паспорте клея.

5. Клеи 4, 5, 7, 8, 9 могут отверждаться в диапазоне температур от 338 до 373 К (от 65 до 100 °С), что может потребовать нагрева инструмента в процессе листовой штамповки, клеи 7, 8, 9 – в диапазоне температур от 393 до 423 К (от 120 до 160 °С), а клеи 7 и 8 – при 473 К (200 °С).

Способность клеев работать при повышенных и пониженных температурах отражена в таблице.

Проанализировав свойства приведенных выше клеев, можно сделать вывод, что для процесса вытяжки наиболее оптимально подходят пленочные клеи на основе эпоксидных смол – нейлона. Эта клеевая основа удовлетворяет всем перечисленным выше требованиям. Например, их поставляют такие зарубежные фирмы, как "Адгезив Солушн", "Вал ланд ко", "Бордер Кемикал Компани", "БТР Индастриз", "Евойд ЛТД", "Планакс Билдинг Системс ЛТД", "Уоллер Адгезивз ЛТД" и многие другие. Занимаются ими и отечественные производители. Причем нельзя не отметить, что их пленочные клеи для листов, предназначенных для штамповки шумопоглощающих панелей, где необходима постоянная толщина клеевой прослойки по

всей поверхности склеивания, подходят даже больше, чем клеи зарубежного производства. Пример тому – клеи ВК-25, ВК-25А и ВК-50: они обладают повышенной стойкостью к виброакустическим нагрузкам и, как показали испытания, проведенные в МГМУ "МАМИ", выдерживают достаточно большие сдвигающие и сжимающие нагрузки.

И последнее. Базовые испытания на изгиб, формовку и вытяжку показали, что упругая прослойка довольно сильно влияет на процесс формоизменения. Причем наиболее существенное отличие дали испытания на изгиб. В частности, при сравнении силовых параметров деформирования обычного и многослойного материалов сила изгиба у многослойного материала уменьшается в 1,5 раза.

Имеются существенные отличия и при упругой деформации в процессе разгрузки образца после штамповки. Если рассматривать деформационные особенности вытяжки и формовки, то, как свидетельствуют эксперименты, применение многослойных материалов приводит к изменению предельных коэффициентов формоизменения и увеличивает возможность гофрообразования.

### Литература

1. Вильнав Ж.-Ж. Клеевые соединения. М.: Техносфера, 2007.
2. Шилдз Дж. Клеящие материалы. Справочник. М.: Машиностроение, 1980.

УДК 621.778

## РАЦИОНАЛЬНАЯ ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЭФФЕКТА БАУШИНГЕРА В КОМБИНИРОВАННЫХ МЕТОДАХ ВОЛОЧЕНИЯ

Кандидаты техн. наук **А.В. ЩЕДРИН, А.А. БЕКАЕВ** и **В.Н. СКОРОМНОВ, В.В. УЛЬЯНОВ, Г.С. КЕМБУ, А.Ю. КОЗЛОВ** МГТУ имени Н.Э. Баумана, МГМУ "МАМИ" (499. 223-05-23)

*Дан анализ комбинированного метода обработки с применением фундаментальных физических эффектов, к которым относится эффект Баушингера, позволяющий интенсифицировать технологию получения высококачественных профилей волочением.*

**Ключевые слова:** физические эффекты, эффект Баушингера, профили, волочение.

**Shedrin A.V., Bekaeв A. A., Skoromnov V.N., Ulianov V.V., Kembu G.S., Kozlov A.Yu.**

### RATIONAL SCOPE OF EFFECT BAUSHINGERN THE COMBIND METHODS OF DRAWING

*The analysis of the combined method of processing the application of fundamental physical effects, which include the Bauschinger effect, allowing the technology to intensify production of high-profile drawing.*

**Keywords:** physical effects, Bauschinger effect, profile, drawing.

Как показывает анализ публикаций, касающихся комбинированных методов обработки металлов, применение фундаментальных физических эффектов, к которым относится и эффект Баушингера, должно интенсифицировать технологические процессы, в том числе и процессы получения высококачественных профилей волочением. Чтобы проверить, так ли это на самом деле, в МГМУ "МАМИ" провели специальное исследование, объектом которого стал именно эффект Баушингера.

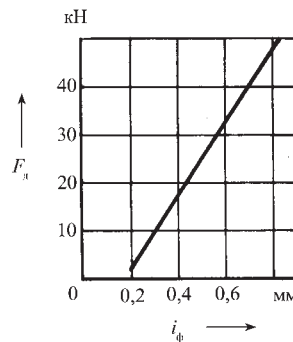
Технология исследования сводилась к следующему. Из стали ШХ-15 были изготовлены фильеры с 12 закаленными шариками диаметром 7,104 мм (диаметр по вершинам шариков в сборе – 21,33 и 21,47 мм), а из стали Р6М5 – режущие фильеры, у которых диаметры рабочего канала по калибрующей ленточке 21,30 и 21,52 мм, передний угол 15°, а задний – 3°. За экспериментальные образцы были взяты

цилиндрические штоки (сталь 45) длиной 150 мм и твердостью по Бринеллю 1850 МПа. Образцы обрабатывались с точностью до 0,03 мм и шероховатостью поверхности  $Ra = 0,5$  мкм. Для захвата патроном волоочильного устройства образцы имели двусторонние резьбовые шейки. Скорость волочения составляла 1 м/мин, в качестве технологической смазки использовалось минеральное масло марки И-40.

В ходе исследований была получена (рис. 1) зависимость суммарного усилия  $F_d$  предварительного деформирования шариковой фильерой от фактического натяга  $i_\phi$  пластического деформирования на диаметр. Она показывает, что реализация режима трения качения при определенных условиях позволяет снизить, по сравнению с волочением инструментом, работающим в режиме трения скольжения, усилие обработки. При этом поверхности выдавленных радиусных канавок характеризуются величиной  $\Delta_b$  упругого восстановления (рис. 2, а) и образованием на их краях наплывов обрабатываемого материала. Причем их высота  $H_n$  увеличивается (рис. 2, б) по мере увеличения степеней  $i_\phi$  деформации.

После замера параметра  $Ra_d$  шероховатости поверхности выдавленных радиусных канавок была построена (рис. 3) зависимость коэффициента  $K_y(Ra) = Ra_3 / Ra_d$  утонения от  $i_\phi$ . Из нее видно, что при  $i_\phi < 0,37$  мм поверхностный слой образцов интенсивно уплотняется, что связано с ростом  $K_y(Ra)$  из-за деформации микровыступов исход-

Рис. 1. Зависимость суммарного усилия предварительного деформирования шариковой фильерой от фактического натяга этого деформирования на диаметр



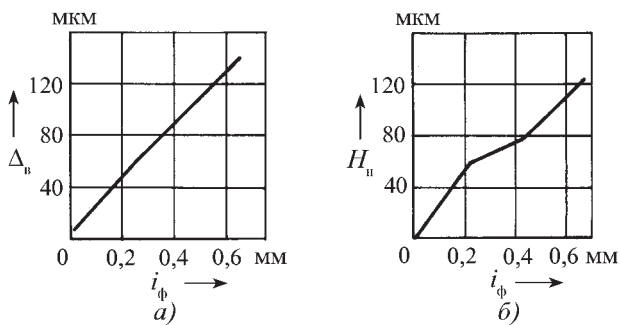


Рис. 2. Зависимости упругого восстановления (а) и высоты наплывов обрабатываемого материала (б) от фактического натяга при деформировании

ной шероховатости. При  $i_{\phi} > 0,37$ , наоборот, этот слой разупрочняется, что подтверждается и "шелушением" поверхности в результате передеформирования, которое ухудшает шероховатость и снижает  $K_y$  ( $Ra$ ).

На рис. 4 приведена зависимость удельного усилия  $q_p$  от фактической толщины  $A_p$  срезаемого слоя и  $i_{\phi}$  (шкала  $i_{\phi}$  на рисунке введена для большей его наглядности.) Из него следует, что при  $A_p \approx 0,2$  мм и последующего резания против направления предварительного деформирования эффект Баушингера может быть реализован, причем со снижением (кривая 2), по сравнению с резанием в направлении предварительного деформирования (кривая 1), удельного усилия резания на 8 %. При этом очень важно, что в обоих случаях наблюдается существенное улучшение процесса стружкообразования: стружка за счет предварительно выдавленных продольных радиусных канавок разделяется (рис. 5). Без предварительного деформирования, наоборот, образуется кольцевая неразделенная стружка (рис. 6), которая при  $A_p > 0,25$  мм способствует относительному превышению удельного усилия резания. Кроме того, процесс резания без предварительного деформирования сопровождается значительными вибрациями элементов технологической системы.

Существенное улучшение размерно-геометрической точности и шероховатости поверхности изделий путем реализации эффекта Баушингера демонстрируют зависимости, представленные на рис. 7–9. В частности, из рис. 7 видно, что размерная точность профилей образцов за счет улучшения геометрической точности как в поперечных (овальность, см. рис. 8), так и в продольных (см. рис. 9) сечениях существенно повышается. Причем применительно к методам волочения наибольшее влияние на размерную точность (параметр  $\Delta D_d$ , см. рис. 7) оказывает геометрическая точность в продольных сечениях (рис. 10) – в виде максимального отклонения  $\Delta_{пс.д}^{\max} \approx (\Delta D_d - \Delta_{ов.д}^{\max})$  профиля продольного сечения, где  $\Delta_{ов.д}^{\max}$  – максимальная овальность образцов деталей (см. рис. 8).

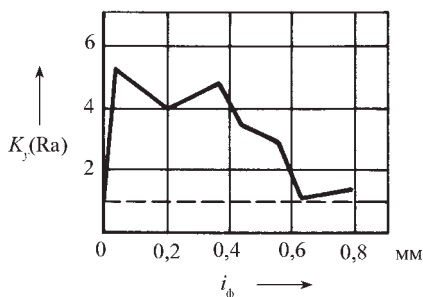
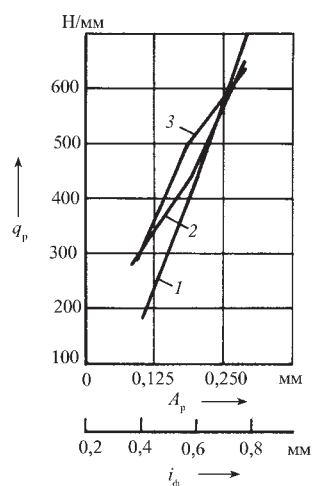


Рис. 3. Зависимость коэффициента утонения от фактического натяга при деформировании

Рис. 4. Зависимость удельного усилия резания от фактической толщины срезаемого слоя:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования



Используя объемные профили (см. рис. 10, где н.о. и к.о. – соответственно начало и конец обработки), авторы определяли средний диаметр образцов деталей после режущего воздействия, который затем сравнивали с диаметром режущей фильеры по калибрующей ленточке, и на основании этого оценивали характер и величину остаточной деформации в виде упругого восстановления  $\Delta_v$  поверхности или в виде ее упругой усадки  $\Delta_y$ . В итоге была построена зависимость (рис. 11), которая подтверждает, что при резании по предварительно деформированному слою все образцы детали имеют усадку поверхности, равную  $\Delta_y$ . Однако в случае резания против направления предварительного деформирования  $\Delta_y$  стремится в положительную область  $\Delta_v$ , которая характеризуется большим средним диаметром получаемых деталей, чем диаметр рабочего канала режущей фильеры. Это объясняется следующим: при совпадении направления деформирования и резания в образцах возникает деформация растяжения, а при разнонаправленности предварительного деформирования и последующего резания происходит соответствующая суперпозиция деформаций растяжения и сжатия в поверхностном слое. При резании же без предварительного деформирования деформация поверхности деталей по мере увеличения фактической толщины срезаемого слоя переходит из области упругого восстановления ( $\Delta_v$ ) в область упругой усадки ( $\Delta_y$ ), что связано с соответствующим ростом усилия обработки (см. рис. 4) и преобладанием деформации растяжения.

Дальнейшее совершенствование процесса стружкообразования при резании по предварительно деформирован-

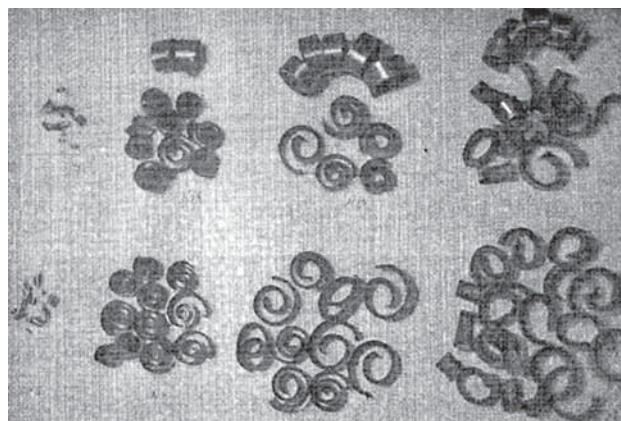


Рис. 5. Стружка, образующаяся при использовании эффекта Баушингера

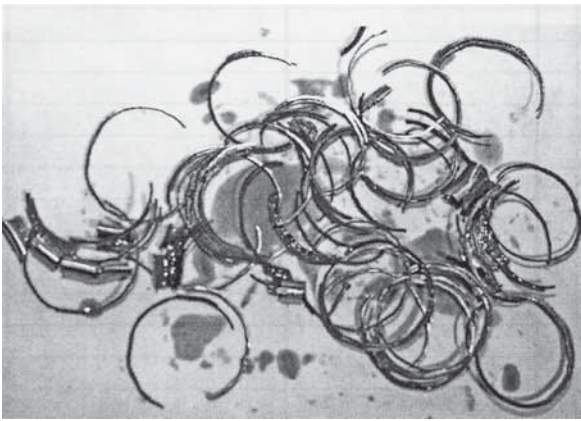


Рис. 6. Стружка, образующаяся при отсутствии эффекта Баушингера

ному слою было смоделировано на заготовках, на которых перед волочением токарным резцом были выполнены (с шагом 20, 30, 40 и 50 мм) поперечные канавки с углом профиля около  $80^\circ$  и глубиной, на 0,05 мм меньше, чем реализуемая впоследствии фактическая толщина  $A_p$  срезаемого слоя. Такая подготовка образцов обеспечила дробление стружки на еще более мелкие элементы, что особенно важно при обработке длинномерных заготовок. (Заметим, что в производственных условиях такие поперечные стружкоразделительные канавки можно выполнить роликовыми волоками, которые имеют соответствующий зубчатый рельеф поверхности роликов или валков.)

Возможно и второе направление интенсификации комбинированных

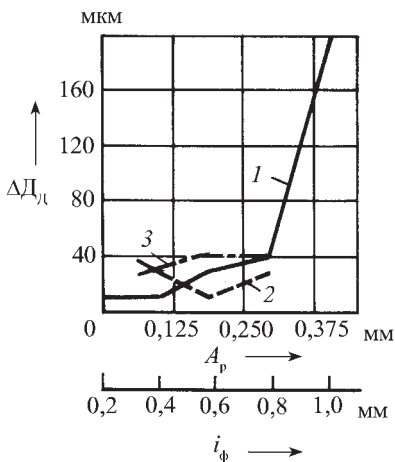


Рис. 7. Зависимость диаметральной размерной точности образцов от фактической толщины снимаемого слоя:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования

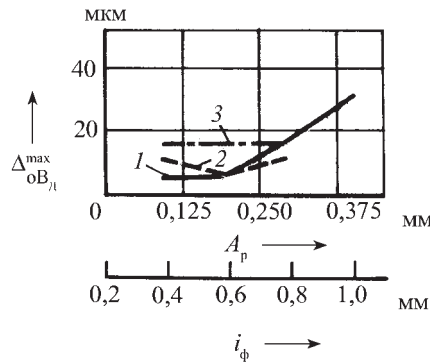


Рис. 8. Зависимость максимальной овальности образцов от фактической толщины снимаемого слоя:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования

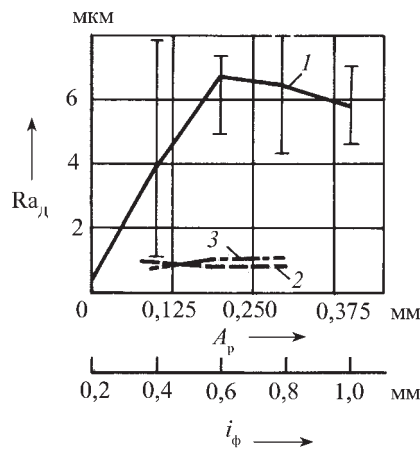


Рис. 9. Зависимость шероховатости поверхности образцов от фактической толщины снимаемого слоя:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования

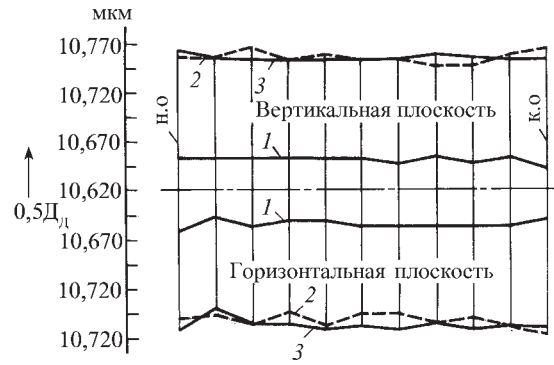


Рис. 10. Максимальные отклонения продольного профиля образцов в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования

методов деформирующего режущего волочения, реализующих эффект Баушингера. Это регуляризация геометрии поверхности деформирующих и режущих элементов волочильного инструмента, а также обработки в условиях самовозбуждаемого противодавления технологической смазки по каналам регулярного микрорельефа поверхности соответствующих фильер. Но о нем – разговор особый.

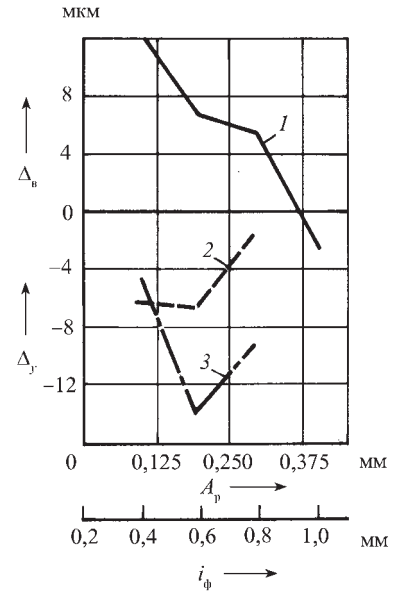


Рис. 11. Зависимость усадки поверхностей образцов от фактической толщины снимаемого слоя:

1 – резание без предварительного деформирования; 2 – резание в направлении предварительного деформирования; 3 – резание против направления предварительного деформирования

## ВИБРАЦИОННЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОПРЯЖЕНИЙ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ

К.В. БУТИН

НТЦ ОАО "КАМАЗ" (8552. 55-07-70)

Для контроля качества сборки и прогнозирования надежности агрегата предлагается использовать метод, основанный на нормировании вибрационных показателей его сопряжений. **Ключевые слова:** автомобиль, вибрационный фактор, надежность, подвижные сопряжения, показатели.

Butin K.V.

### VIBRATING METHOD CONTROL OF INDICATORS OF INTERFACES OF THE UNITS OF THE CAR

For quality assurance of assemblage and forecasting of reliability of the unit it is offered to use a method based on rationing of vibrating indicators of its interfaces.

**Keywords:** car, vibrating factor, reliability, mobile interfaces, indicators.

Надежность любого агрегата автомобиля в эксплуатации, как свидетельствует практика, напрямую зависит от качества его сборки. Например, нарушение посадок подшипников, зацеплений зубчатых колес, перекосы валов всегда дают рост амплитуд виброхарактеристик, значит, увеличивают нагрузки и снижают долговечность деталей. И полностью избежать этого практически невозможно, даже при соблюдении всех требований конструкторской документации. Это хорошо видно из рис. 1, на котором приведен спектр виброускорений исправного подшипникового узла. Однако здесь есть и один "плюс": отличить вибрации исправного агрегата (скажем, ведущего моста автомобиля) от вибраций, обусловленных неточностью изготовления, износом и повреждением деталей, все-таки, можно. Но для этого необходимо знать нормативные (допустимые) значения виброускорений каждого сопряжения агрегата. Что, к сожалению, удается далеко не всегда, потому что в ГОСТах для различных типов механизмов, как правило, нормируются лишь среднеквадратичные значения вибраций. Поэтому автор считает, что нуж-

но переходить на более эффективные способы определения источников повышенных вибраций. В частности, на способ разложения вибрационного сигнала в спектр, амплитуды частот которого содержат информацию о состоянии сопряжений. Так, если взять подшипниковый узел, то базой для нормирования могут служить такие полученные экспериментально его характеристики, как частота вращения вала, посадки подшипников, дисбаланс вала. Причем особенно важна первая из них: при появлении различного рода отклонений виброускорение корпусных элементов с ростом частоты вращения увеличивается по квадратичной зависимости, что значительно повышает изнашиваемость подвижных сопряжений. Кроме того, частота вращения характеризует скоростной режим контрольной проверки, который чаще всего используется в эксплуатации. Что касается посадок подшипников, то их вклад в амплитуду вибрационного спектра сравнительно небольшой. Например, на частоте вращения 17 Гц посадки (в пределах допуска) подшипника во втулку ( $\Delta_{вт}$ ) на вал ( $\Delta_{в}$ ) могут менять (рис. 2) виброускорение  $\ddot{y}$  от 0,81 до

3,21 мм/с<sup>2</sup>. Причем из рисунка видно, что значения виброхарактеристик непостоянны. Причина — сложное взаимодействие трех сопряжений: внутренней и наружной посадок подшипника, а также радиального зазора внутри подшипника. В частности, наличие этого зазора ведет к неизбежному технологическому дисбалансу вала. При этом зависимость виброускорения  $\ddot{y}$  от дисбаланса  $d_y$  при постоянной частоте вращения подчиняется линейному закону:  $y_d = 0,03 d_y$  (0,03 — коэффициент, учитывающий частоту вращения вала и затухание сигнала).

Основываясь на сказанном выше, рассмотрим, в качестве примера, ведущий вал заднего моста автомобиля КамАЗ, сборочный зазор в подшипниках которого может варьироваться от 25 до 75 мкм, а приведенный к подшипникам дисбаланс, обусловленный перемещением вала в пределах этого зазора, от массы ведущего вала в сборе с фланцем и массы карданного вала может составлять от 242,9 до 398,7 г·см. В этом случае оказывается, что расчетное значение виброускорения на частоте вращения ведущего вала может меняться от 8,1 до 15,17 мм/с<sup>2</sup>. Что и подтверждает эксперимент. Значит, если измеренные значения виброускорения больше 8,1...15,17 мм/с<sup>2</sup>, то технология сборки нарушена и ожидать гарантированной автозащиты надежности моста в эксплуатации не приходится.

Таким образом, предлагаемый вибрационный метод контроля агрегатов можно считать именно тем методом, который позволяет оперативно выявлять неточности сборки автомобильных агрегатов, а также улучшать качество сборки путем оптимального выбора частот вращения, посадок подшипников и конструктивного уменьшения технологического дисбаланса. Что, безусловно, повышает надежность агрегатов в эксплуатации.

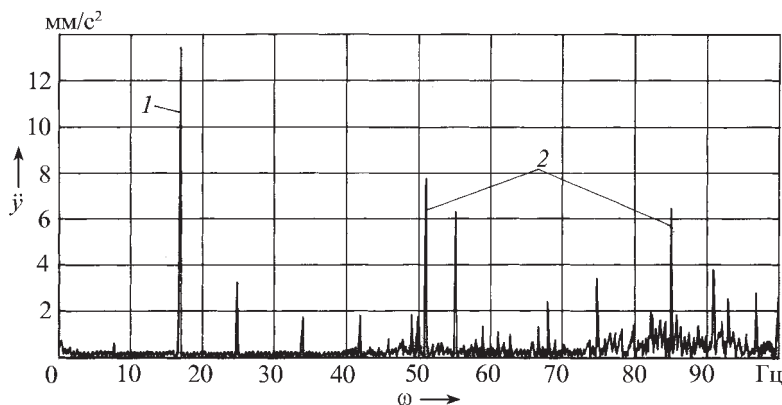


Рис. 1. Спектр виброускорений исправного подшипникового узла:  
1 — частота вращения вала; 2 — зубцовые частоты

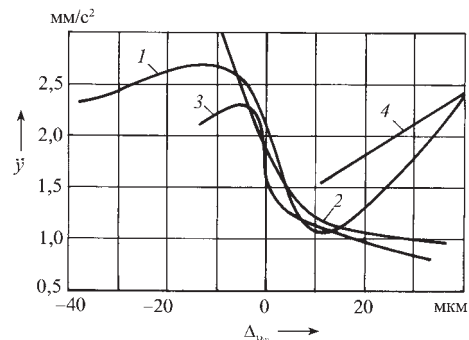


Рис. 2. Значения виброускорений при различных посадках подшипника на вал и во втулку:

1 —  $\Delta_{в} = -34$  мкм; 2 —  $\Delta_{в} = 34$  мкм; 3 —  $\Delta_{в} = 7$  мкм; 4 —  $\Delta_{в} = -14$  мкм

## О ВОЗМОЖНОСТИ ВЫДЕЛЕНИЯ ШУМА КПП ИЗ ОБЩЕГО СПЕКТРА

Канд. техн. наук К.О. ДОЛГОВ, О.Д. КОСОВ,  
А.В. ПОБЕДИН и Н.С. СОКОЛОВ-ДОБРЕВ, А.А. ДОЛотов  
Волгоградский ГТУ (+7. 8442. 24-81-62)

*Рассмотрены способ выделения шума из общего шума АТС и результаты его измерения на КПП автомобиля ГАЗ-3110.*

**Ключевые слова:** автомобиль, источник шума, коробка передач, измерение, уровень звука, обороты двигателя.

Dolgov K.O., Kosov O.D., Pobedin A.V., Sokolov-Dobrev N.S., Dolotov A.A.

### ABOUT POSSIBILITIES TO DISTINGUISH THE NOISES OF THE GEARBOX OF THE GENERAL NOISE SPECTRUM

*We have examined the ways to distinguish the noise of the gearbox of the general noise of the vehicle and also the results of this examination for the gearbox of the GAZ-3110 vehicle.*

**Keywords:** Vehicle, noise sources, dimension, gearbox, noise level, engine rpm speed.

Появление повышенного шума в коробке передач – признак ее неисправностей (перезацепление и износ рабочих поверхностей зубьев, нарушение соосности валов и подшипников, пониженный уровень масла в картере и т.п.), которые могут привести к преждевременному выходу из строя зубьев шестерен и всей коробки [1]. Поэтому очень полезно хотя бы в первом приближении определять степень изношенности ее деталей по частному анализу излучаемого ими шума.

Однако процедура корректных измерений шума коробки передач существенно осложняется тем, что для их проведения требуются определенные условия, исключающие дополнительные источники шума (ДВС, элементов трансмиссии, двигателя и др.). В связи с чем авторы попытались решить данную задачу – выделить из общего спектра шума автомобиля спектр шума коробки передач (КПП).

В качестве объекта исследований был взят автомобиль ГАЗ-3110. Измерения выполнялись на стенде с беговыми барабанами при работе двигателя на  $n = 1000...5000 \text{ мин}^{-1}$ , а также при включенном и выключенном сцеплении и на всех передачах. Точка измерения шума находилась на расстоянии 5...6 см слева от корпуса коробки в поперечной плоскости, смещенной назад от плоскости разьема КПП с муфтой сцепления, на одной высоте с осью первичного вала. Частота последнего корректировалась по спектральным составляющим шума, соответствующим второму порядку работы двигателя и четко выделяющимся на спектрах (третьоктавные полосы со среднегеометрическими частотами  $\omega = 31,5...160 \text{ Гц}$  – в зависимости от оборотов первичного вала КПП). При измерениях шума вентилятора системы охлаждения двигателя не работал, обогреватель салона тоже был выключен.

В процессе обработки полученных данных установлено (рис. 1), что уровень шума, излучаемый коробкой передач, измеренный по шкале "А" шумомера с увеличением нагрузки и

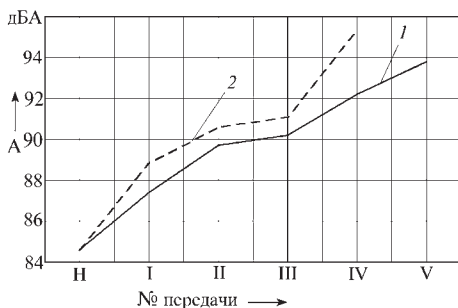


Рис. 1. Зависимость уровня шума коробки передач от номера включенной передачи и нагрузки:

1 – нагрузка отсутствует; 2 – нагрузка есть

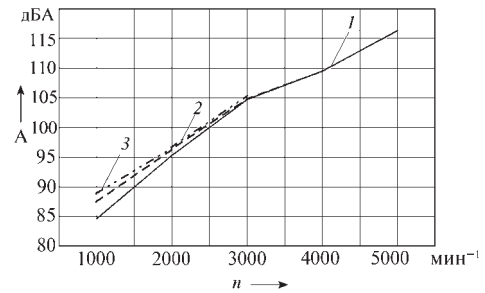


Рис. 2. Зависимость уровня шума коробки передач от частоты вращения коленчатого вала двигателя, расположения рычага переключения передач и нагрузки:

1 – рычаг в нейтральном положении; 2 – рычаг в положении "I передача", нагрузка отсутствует; 3 – рычаг в положении "I передача", нагрузка есть

номера включенной передачи возрастает. Это связано с тем, что при одной и той же частоте вращения коленчатого вала уменьшение передаточного числа в коробке передач увеличивает нагрузку на двигатель. Что подтверждает и зависимость уровня шума в коробке передач от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки (рис. 2): на  $n_{\text{дв}} = 1000...1500 \text{ мин}^{-1}$  возрастание нагрузки приводит к увеличению шума на 4...5 дБ. С ростом же  $n_{\text{дв}}$  сверх  $3000 \text{ мин}^{-1}$  увеличение нагрузки заметного влияния на общий уровень шума не оказывает.

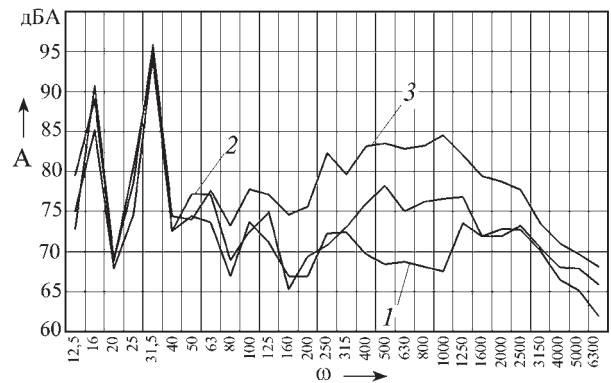


Рис. 3. Спектр шума, измеренный у коробки передач:

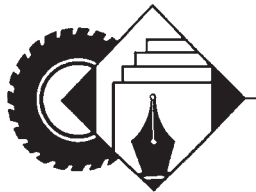
1 – сцепление выключено; 2 – сцепление включено; 3 – включены сцепление и передача

Любопытен и рис. 3. По нему можно видеть, что наименьший уровень шума, создаваемый коробкой передач, соответствует работе двигателя при выключенном сцеплении (кривая 1). При включении сцепления начинают вращаться все элементы коробки, кроме вторичного вала, при этом в спектре появляются частоты перезацепления зубьев (кривая 2). Включение передач заставляет вращаться и вторичный вал, и элементы трансмиссии, что увеличивает уровень шума (кривая 3).

Таким образом, попытка, предпринятая авторами, удалась: шум коробки передач из общего шума автомобиля выделить можно со всеми вытекающими отсюда возможностями для диагностирования ее состояния.

### Литература

1. Победин А.В. Статистическая оценка шумности автомобиля ГАЗ-3110 / А.В. Победин, Ф.С. Домолазов, А.А. Долотов // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы": межвуз. сб. науч. ст. / Волгоград: ВолгГТУ., 2007. Вып. 2. № 8. – С. 115–116.
2. Некоторые статистические характеристики шумности коробки передач автомобиля ГАЗ-3110 / А.В. Победин, О.Д. Косов, А.А. Долотов, Ф.С. Домолазов // Автомобильная промышленность. 2010. № 9. – С. 13–15.



Традиционный фестиваль "Мир автобусов" прошел в подмосковной Коломне на территории Автоколонны 1417. Формат этого серьезного мероприятия неслучайно назван фестивалем: суть идеи в том, чтобы организовать на одной площадке общение всех заинтересованных сторон, так или иначе связанных с автобусами, их производством, обслуживанием и собственно перевозками пассажиров.

За два фестивальных дня "Мир автобусов" посетило более 3000 гостей: специалистов-транспортников из всех уголков России и из-за рубежа, а также просто любопытствующих граждан. Большой процент посетителей-специалистов составили пассажирские перевозчики из Москвы, Тверской, Ярославской областей, Владивостока, Татарстана, Белоруссии, республики Марий Эл и т.д. Кроме того, на фестивале побывало более тысячи детей — учащихся школ (1-е и 9-е классы), учащихся ПУ, а также воспитанники подшефного детского дома. Малышей приглашали просто посмотреть, а старшеклассников и учащихся профучилищ — как потенциальных завтрашних работников пассажирского автотранспорта.

На открытых площадках была организована выставка автобусов и микроавтобусов, которые представили сами изготовители — ведущие отечественные и зарубежные автобусостроительные фирмы, а также ряд предприятий, занимающихся переоборудованием в микроавтобусы автомобилей (фургончиков, как правило) зарубежного и отечественного производства. Впервые в истории фестиваля под эту экспозицию пришлось задействовать буквально каждый закуток территории. Всего было представлено 75 машин! То есть коломенский фестиваль фактически уже сравнялся по масштабам со специализированными междуна-

родными выставками и перерос большинство отечественных. Логичным продолжением открытой экспозиции стало содержимое павильона, где свою продукцию показали изготовители и поставщики запасных частей и разнообразного оборудования для обслуживания автобусов, систем оплаты проезда и др.

Состоялся также ряд интересных и полезных презентаций. В частности, российские фирмы "Эпос" и "Гранит-Саламандра" продемонстрировали в действии системы пожаротушения для автобусов. Для этого был имитирован и эффектно ликвидирован пожар в моторных отсеках двух автобусов. А затем у одного из них — подожжен салон. И тут же успешно потушен с помощью генераторов аэрозоля.

Особо хотелось бы отметить одну собственную инсталляцию от организаторов фестиваля, скромно помещенную в самый дальний угол, но очень важную, на наш взгляд, поучительную и выражающую настоящую боль за отечественное автомобилестроение. Рядом поставлены два автобуса, подготовленные к утилизации: шестилетний ЛиАЗ и более чем 20-летний "Мерседес". Демонтированы салоны и окна, частично сняты полы, наружная обшивка кузова. Состояние каркаса легко оценить даже неспециалисту. И задуматься...

В рамках фестиваля прошли конференции "Современные технологии на пассажирском автомобильном транспорте", круглые столы "Развитие автобусного туризма в России", "Проблемы и перспективы" и "Подержанный автобус — стоимость владения и эффективность инвестиций на примере различных брендов", а также другие мероприятия. Заключен ряд сделок о приобретении подвижного состава и сервисного оборудования. Проведен аукцион ГУП МО "Мострансавто": из

40 лотов проданы 33. Особый интерес у участников аукциона вызвали микроавтобусы "Спринтер" (2005 г.в.) собственной сборки Автоколонны 1417. (Машины работали как маршрутные такси, но еще в отличном состоянии, и были проданы за 40 % от своей начальной стоимости!)

Не обошлось на фестивале и без тематической шоу-программы. Парашютисты с флагами "Мир автобусов", соревнования картингистов, выступления ВМХ-велосипедистов и мотоциклистов. Кстати, "Мотошола Алексея Наумова" — один из новых проектов Автоколонны 1417, под который, разумеется, выделен живописно оформленный автобус "Сетра". Уже знакомый посетителям автобус-корабль "Изоolda" и новый "тройянский слон" из "Спринтера"; презентация мобильного музея современного искусства в специально переоборудованном автобусе "Мерседес" и др. Еще один "Мерседес", отслуживший по прямому назначению 28 лет, оборудовали под немецкое кафе "Баварский маршрут" с настоящими баварскими пивом и сосисками и лучшими, чем баварские, девушками-официантками из бухгалтерии и отдела кадров АК 1417. Автобус-кафе продолжит работать возле автоколонны и, возможно, будет также выезжать на заказы.

По традиции на фестивале прошел конкурс "Лучший в Мире автобусов": гости и участники голосовали специальными карточками за наиболее понравившуюся "единицу техники". Лучшим микроавтобусом признан "Мерседес-Бенц Спринтер" от компании "Мерседес-Бенц Рус": лучшим маршрутным автобусом стал "МАН Лайонс Сити" от "Манн Трак энд Бас Рус"; лучшим междугородным автобусом признан "Сетра S419 GT-HD" от компании "ЕвоБус Русслэнд"; лучшим стендом объявлен совместный проект компаний "Нижегородец" и ЗАО "Крайслер Рус".

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Халилов Н.Р., Касьянов С.В. — Залог развития производителей автокомпонентов — в сотрудничестве с региональными вузами	1
Чулкова О.О. — О понятии "организационная культура" и ее составляющих	3
АСМ-факты	6

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Коптилов В.И. — О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля	7
Глаголев С.Н., Севрюгина Н.С. — Эффективность функционирования системы "владелец-автомобиль-сервис" как результат выбора ее акцентированной компоненты	10
Костюков А.В., Макаров А.Р., Пустышев М.Е., Каменный А.В. — Двигатель, работающий с самовоспламенением гомогенной смеси от сжигания (hcci-процесс)	11
Гусаров В.В., Газалиев С.В. — Анализ уравновешенности двигателя типа VR5	13
Герашенко В.В., Лобак В.П., Рогожин В.Д., Метто А.А. — Усовершенствованный регулятор тормозных сил	16
Балабин И.В., Надеждин В.С. — Активное управление углами наклона плоскости качения управляемых колес и нагруженность несущих элементов передней оси грузового автомобиля	18
Кропф А.Е. Устройство для экономии топлива при движении автомобиля в городском цикле	22

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Натарзан В.М., Щурова О.Л. — Безразборный способ оценки дисбаланса дизеля	26
Кушенко С.В., Шугов А.И., Воля П.А., Загородний Н.А. — Решение проблемы дефицита парковочных мест в городе	27
Биколов Р.А., Швейв А.И., Астащенко В.И., Швейв Т.В., Швейв И.А. — Исследование рабочего элемента толкателя клапана ДВС после эксплуатации	30

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Типалин С.А., Плотников А.А. — Влияние клевого соединительного слоя на процесс вытяжки листового многослойного материала	33
Щедрин А.В., Бекаев А.А., Скоромнов В.Н., Ульянов В.В., Кембу Г.С., Козлов А.Ю. — Рациональная область применения эффекта Баушингера в комбинированных методах волочения	35
Бутин К.В. — Вибрационный метод контроля показателей сопряжений агрегатов автомобиля	38
Долгов К.О., Косов О.Д., Победин А.В., Соколов-Добрев Н.С., Долотов А.А. — О возможности выделения шума КПП из общего спектра	39

### ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном	40
------------------	----

### Главный редактор Н.А. ПУГИН

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

#### Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Андреева Т.И.*

Корректоры: *Сажина Л.И., Соношкينا Л.Е.*

Сдано в набор 02.04.2012. Подписано в печать 29.05.2012.

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

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 8,01. Заказ 259.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"

142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.

#### ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

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

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

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

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

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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