ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ",
АНО "РУСАЕН"

№ 10 • октябрь • 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

ПРОБЛЕМЫ ИНТЕГРАЦИИ ИСО/ТУ 16949 И СИСТЕМЫ "БЕРЕЖЛИВОЕ ПРОИЗВОДСТВО" НА ПРЕДПРИЯТИЯХ РОССИЙСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Канд. техн. наук **Д.И. ПАНЮКОВ,**
д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**
АНО "Институт качества", Поволожский ГУ сервиса
(8482. 63-71-40)

Представлены результаты исследования проблем комплексного внедрения стандарта ИСО/ТУ 16949 и системы "бережливое производство".

Ключевые слова: *автомобильная промышленность; система менеджмента качества; бережливое производство.*

Panyukov D.I., Kozlovskiy V.N.

PROBLEMS OF INTEGRATING ISO/TS 16949 AND SYSTEM "LEAN PRODUCTION" AT RUSSIAN AUTOMOTIVE INDUSTRY

The results of research problems of integrated implementation of ISO/TS 16949 and "lean production" are presented.

Keywords: *automotive industry, quality management system, "lean production".*

Тема внедрения ИСО/ТУ 16949 на предприятиях отечественного автопрома муссируется давно. Однако она не стала от этого менее актуальной, так как именно сейчас наступает время, когда они на практике столкнулись с проблемами освоения его требований. При этом одним из ключевых аспектов, определяющих эффективность предприятия автомобилестроения на перспективу, является взаимосвязь системы управления предприятием на основе ИСО/ТУ 16949 и набирающей популярность системы "бережливое производство" (Lean Production).

Однако единого мнения по этим вопросам, к сожалению, пока нет. Определяя цель процесса сертификации продукции и производства на соответствие требованиям ИСО/ТУ 16949, большинство руководителей наших фирм по-прежнему чаще всего говорят, что "так требует от них потребитель". Некоторая их часть в качестве целей рассматривает желание работать с зарубежными потребителями, а также дающее сертификатом соответствия дополнительное конкурентное преимущество. И только небольшой сегмент топ-менеджеров в качестве целей напрямую называют улучшение системы управления предприятием, снижение потерь и повышение прибыли.

Что же получается? Фирмы решаются на сертификацию, а значит, и на трудный путь подготовки к ней ради заветной бумажки? К сожалению, это так. Хотя, рассуждая логически, для совершенствования предприятия, снижения потерь и увеличения прибыли никакой сертификации не требуется. То есть тот, кто ставит перед собой цель получить сертификат ради сертификата, обманывает себя.

В чем же здесь самообман и к чему он приводит?

Попробуем разобраться, и для этого рассмотрим восемь главных принципов, на основе которых должна строиться система управления предприятием в соответствии с требованиями ИСО 9001 и ИСО/ТУ 16949. Причем именно те, о которых, как ни странно, все быстро забывают, когда начинают строить системы управления, предварительно поучаствовав в работе базовых семинаров на соответствующую тему.

Итак, первый принцип — *ориентация на потребителя.* То, что предприятие зависит от потребителей его продукции и поэтому его руководители должны понимать их текущие и будущие потребности, выполнять их требования и стремиться превзойти их ожидания, сомнений ни у кого не вызывает. Другими словами, все осознают, что производитель зависим от потребителей, а также очень хорошо понимают, что для собственного успеха необходимо выполнять их требования. Но вот проблема: что это за "будущие потребности", как "стремиться превзойти их ожидания" и как их узнать?

На этот вопрос следует ответ: нужно искать информацию о планах потребителей, причем как стратегических, так и тактических, ставить перед собой задачу, что и как можно конкретно сделать, чтобы продукция превосходила требования потребителя, чтобы взаимодействие с ним было более быстрым и четким.

Однако далее дело стопорится. И в оправдание часто ссылаются на отсутствие необходимых ресурсов, не задумываясь, сколько ресурсов тратится на повседневную работу, в которой, скорее всего, много лишнего, ненужного. И здесь вопрос даже не в том, что эти ресурсы плохо планируются, а в том, что руководитель

не старается понять, сколько же действительно необходимо ресурсов, т. е. редко системно изучает реальную ситуацию, а действует по устаревшим схемам и привычкам. Более того, он часто просто не осознает, а кто для его предприятия "потребитель"?

Да, безусловно, это тот, кто покупает его продукцию. Но ведь это — только один из цепочки внешних потребителей! Кроме него, владельца (потенциального) АТС, есть еще и, так сказать, внутренние потребители? Они-то еще ближе, и с ними общаться значительно проще. Но на практике очень редко доходит до того, чтобы каждый сотрудник предприятия понял, кто является потребителем его труда (от того, с кем он непосредственно работает, и вплоть до конечного потребителя) и как ему нужно себя вести (что делать), чтобы выполнить рассматриваемый принцип. А без этого понимания трудно добиться, чтобы сотрудник осознавал важность его труда для "потребителя" и понимания, как и что конкретно ему делать, чтобы "потребитель был доволен".

Второй принцип — *лидерство руководителя.*

Задача руководителя, по логике, — обеспечивать единство цели и направления деятельности предприятия, создавать и поддерживать внутреннюю среду, в которой работники могут быть полностью вовлечены в реализацию целей предприятия. И нельзя не признать, что у нас довольно много успешно работающих предприятий, где производство функционирует нормально, зарплата платится вовремя, финансовое и техническое состояние стабильное, потребитель покупает продукцию и даже передает на освоение новые изделия. Но если бы не требования таких потребителей, как АвтоВАЗ, КамАЗ и др., то большинство руководителей успешно работающих предприятий-поставщиков комплектующих не стали бы даже думать об ИСО/ТУ 16949. Зачем им тратить столько ресурсов, чтобы получить сертификат? Поэтому даже те, кто понимают неизбежность перехода на этот ИСО/ТУ, как правило, до последнего затягивают принятие решения о работе по его внедрению.

Но вот, наконец, решение принято. Найдены консультанты и заключен договор. И что дальше делает руководитель? Тут же поручает всю работу либо своему заместителю по качеству, либо еще кому-нибудь, а сам считает, что достаточно иногда спрашивать, как идут дела, и ждет результата.

Проблема именно в этом: руководители предприятий зачастую вообще не осознают необходимость своего личного участия в разработке и внедрении ИСО/ТУ 16949. Хорошо, если тот, кому поручили реализовывать данный проект, получил достаточные полномочия и является признанным лидером в этих вопросах. Тогда его слушают и ему верят все руководители по направлениям (процессам). Но довольно часто это не так: человек не в состоянии донести до всех важность работы по внедрению ИСО/ТУ. Зачастую тот же заместитель по качеству просто не способен без поддержки верхнего руководства организовать эффективную реализацию требований системы менеджмента качества (СМК) в других службах предприятия, а уж тем более обеспечить постоянное улучшение дел. И не потому, что он плох, а потому, что внедрение любых новых принципов в работе неизменно вызывает их отторжение в службах, где они внедряются. Значит, только менеджер верхнего уровня способен организовать руководителей служб и обеспечить эффективное применение каких-либо новых методов, методик и принципов и т. д.

Устранясь от ответственности за внедрение и функционирование СМК и считая, что внедрение ИСО/ТУ 16949 — всего лишь прихоть потребителя без какого-либо наблюдаемого эффекта, топ-менеджеры стараются ограничиться минимальными расходами, т. е. расходами, позволяющими получить сертификат соответствия ИСО/ТУ 16949. Поэтому, если цель определяется чем-то бóльшим, чем просто сертификат, то только первый руководитель может и должен быть главным инициатором и двигателем всей работы по внедрению ИСО/ТУ. Для этого прежде, чем начинать данную работу, ему нужно найти время, чтобы разобраться и понять, что представляет собой старт ИСО/ТУ 16949; что необходимо сделать, чтобы требования этого стандарта были реализованы на предприятии; четко представить последовательность работ; построить работу так, чтобы быть постоянно в курсе всего, что связано с внедрением. В частности, завести правило: лично проводить систематические совещания по вопросам внедрения ИСО/ТУ. Ведь только лидер может повести за собой людей, заставить их на своем собственном примере поверить и переступить через недоверие или лень, делать все, что говорят консультанты.

Без этого, как показывает опыт, реализовать третий принцип — *вовлечение работников в процесс внедрения нового* — невозможно. Почему — понятно. Ведь всякое новое — серьезное изменение привычной, годами сложившейся жизни. И внедрение стандарта ИСО/ТУ с этой точки зрения — не исключение: именно работникам придется реализовать все его требования, начиная от разработки документации и кончая полной перестройкой системы проектирования продукции и процессов, с очень глубоким вмешательством в производство, пониманием необходимости всегда критически смотреть на результаты своей работы и постоянного ее улучшения.

Внедрение стандарта ИСО/ТУ необходимо начинать, как и всякое большое новое дело, с обучения, причем желательно персонала всех уровней, принципам и требованиям ИСО/ТУ 16949. Но прежде они должны понять, с какой целью проводится обучение и что руководитель ожидает получить от них в этом процессе. Затем, после обучения, можно собрать сотрудников и попросить их дать предложения по программе работ. Это, с одной стороны, помогает выявить возможные проблемы, а с другой — определить лидеров по направлениям, на которых можно опереться в дальнейшей работе.

Кроме обучения общим принципам и требованиям ИСО/ТУ, очень важна подготовка сотрудников по инженерным методикам (APQP, FMEA, SPC, MSA и т. д.), а также правильное сочетание командной и демократической форм управления.

Так, опыт показывает, что командную форму работы многие воспринимают без каких-либо проблем и готовы так работать. Но чтобы добиться слаженности и эффективности работы команд, необходимо лишь

все четко планировать и последовательно придерживаться этого подхода. Однако рано или поздно от жесткого функционального деления предприятия, характерного для командной организации работы, придется отказаться и постепенно переходить к проектным методам работы, т. е. внедрению инженерных методик. Наиболее целесообразный способ такого внедрения следующий: берется конкретное изделие, и его проект от начала и до конца выполняется с соблюдением всех необходимых в ИСО/ТУ методик. Точно так же организуется и подготовка его производства. В итоге на отдельных образцах отрабатывается вся система. Причем отрабатывается без больших затрат, которые были бы неизбежны при поголовном ее внедрении на всем предприятии.

Завершая разговор о третьем принципе, можно с уверенностью утверждать: опыт многих предприятий свидетельствует о том, что ссылки на "сложность" нашего менталитета при объяснении каких-либо неудач на пути внедрения ИСО/ТУ 16949 — неправда. Большинство сотрудников с пониманием относятся ко всем нововведениям. Конечно, многих из них очень трудно по-настоящему убедить в необходимости менять что-либо в себе, особенно в ситуации, когда от них постоянно требуют освоить и применить инженерные методы без серьезной подготовки со стороны руководства. Причем поддержка эта нужна не на словах, а на деле. Важно понимать, что специалист осваивает новый метод, и ему это очень нелегко, особенно в самом начале.

Четвертый принцип: *процессный подход.* Желаемый результат достигается эффективнее, когда деятельностью и соответствующими ресурсами управляют, как процессом. И в этой области за последние годы уже накопилось много опыта и у аудиторов, и у консультантов по реализации процессного подхода в системе управления предприятием. Например, наконец, разобрались, как определять и документировать процессы; что делать с их результативностью и эффективностью; каким образом можно ими управлять. Но не все и не до конца. Доказательство тому: до сих пор практически на всех предприятиях, исследованных авторами, применяют процессный подход формально, а зачастую — вообще неправильно. Объяснить это можно только незнанием и непониманием сути управления с помощью процессов и нежеланием совершенствовать разработанные в самом начале века процессами. Стандарт ИСО/ТУ 16949 не прощает формального подхода: он требует еще и эффективности от процесса. И сразу начинают проявляться проблемы. А ведь нужно всего-то первому лицу предприятия разобраться в том, что такое "процессный подход" и объяснить это своей команде. Да и команда здесь — не посторонний участник. Она должна проанализировать деятельность предприятия, сложившуюся на нем систему управления, оценить слабые и сильные стороны, определить те виды деятельности, которые являются ключевыми, и те, которые требуется улучшить. Дальше в рамках стратегии нужно наметить конкретные измеряемые цели, которые помогут понять, насколько предприятие близко к этим стратегическим целям.

Это и будет целью по качеству. Конечно, при этом необходимо учесть и потребителей, и другие заинтересованные стороны. Причем все это должен проделать именно сам руководитель, иначе работникам трудно будет понять, зачем нужны те или иные цели и признать эти цели хоть как-то соответствующими их интересам.

Все стратегические цели, чтобы не превратиться в "добрые пожелания", а стать реальностью, должны найти свое отражение в тех процессах, с помощью которых обеспечивается управление всем предприятием, т. е. их необходимо развернуть на показатели процессов. И очень важно, чтобы это сделала команда хозяина процесса. И только после подробнейшего анализа всех элементов процесса и рисков.

Хозяин процесса должен с помощью этих показателей научиться управлять своим процессом, что без умения анализировать результаты и причины тех или иных проблем, а также без знаний в области финансового менеджмента добиться не только трудно, но и просто невозможно. Отсюда понятно: хозяин процесса должен пройти определенный курс обучения (лучше в виде тренинга на предприятии). Иначе ждать от него реальных результатов несерьезно.

Однако даже хорошо прописанные процессы по отдельности не смогут в полной мере помочь руководителю предприятия, если он не управляет ими в соответствии с пятым принципом стандарта, который называется *системным подходом к менеджменту*. Потому что выявление, понимание и менеджмент взаимосвязанных процессов, как системы, содействуют и результативности, и эффективности предприятия при достижении его целей.

Дело в том, что все виды деятельности на предприятии взаимосвязаны, и хороший руководитель управляет ими хотя и вкупе, но — уделяя внимание каждому. Потому что управление через процессы дает хорошие результаты только при учете всех взаимосвязей между ними как в момент создания их системы, так и при дальнейшем управлении ею. Важно также учесть требования стандарта, которые распространяются сразу на несколько процессов и, следовательно, нуждаются в совместной их реализации.

Чтобы решить эти задачи, сразу после создания процессов и определения их взаимосвязи, руководителю нужно собрать команду из их хозяев и внимательно обсудить всю систему в целом.

Еще один важный момент — периодический анализ системы управления предприятием его высшим руководством. Если цели системы и процессов выбраны объективно и достаточны для общего управления, то периодический анализ темпа и проблем, связанных с их достижением, позволит видеть динамику развития предприятия и управлять им. Без понимания же причин того или иного поведения показателей процессов предпринимать правильные управляющие воздействия трудно. Поэтому только сам хозяин того или иного процесса должен его анализировать, а не отдавать это на откуп подчиненным, так как в последнем случае существует риск не увидеть какие-либо из проблем.

Кроме целей и показателей, существует и еще много различной информации, которую нужно анализировать. Но в любом случае ИСО/ТУ 16949 требует, причем в обязательном порядке, анализа тенденций развития всех видов показателей — от целей предприятия и процессов до конкретных показателей техно-

логических процессов (управление посредством специальных характеристик). Ни в коем случае нельзя оставлять в силе сложившуюся практику сравнения текущего значения показателя с плановым и предыдущим. Этого недостаточно для актуального управления.

И здесь начинают работать шестой и седьмой принципы стандарта — *принятие решений, основанное на фактах, и постоянное улучшение.*

По первому из данных принципов нового сказать, в общем-то, нечего. Всем хорошо известно, что эффективные решения основываются на анализе информации. Это аксиома. И чем точнее и полнее этот анализ, тем быстрее, точнее и увереннее руководитель сможет управлять своей деятельностью. Инструментом же, обеспечивающим все это, во многом является компьютер. Причем, не просто как отдельное рабочее место, связанное с другими компьютерами, в том числе с Интернетом.

А вот на втором принципе стоит остановиться подробнее.

Постоянное улучшение деятельности предприятия в целом следует рассматривать как ее неизменную цель. И стандарт ИСО/ТУ 16946 четко указывает на это, делая ссылку на стандарт ИСО 9004. Однако многие ли изучали данный стандарт, начиная внедрять ИСО 9001 и ИСО/ТУ 16946 и знают ли, что в его приложении Б описываются вполне узнаваемые методы, в частности, "Кайдзен"? Очень немногие, если судить по тому, что процесс постоянных улучшений на наших предприятиях фактически отсутствует. Работы, если и проводятся, то случайным образом, без какой-либо системы. И одна из причин тому — формальность построенной системы. Она не создает реальной необходимости что-либо улучшать. Даже если есть жесткие цели по качеству, предприятие не предпринимает целенаправленных усилий по достижению этих целей. По крайней мере, системно.

Еще одна причина — отсутствие знаний о том, как и что нужно делать для организации процесса постоянного улучшения. Хотя информации на эту тему и много, но редко кто самостоятельно может что-то сделать у себя на предприятии, потому что эта информация слишком некорректна. А о том, что существуют очень мощные инструменты постоянного улучшения, знают немногие. Например, о методиках, входящих в производственную систему "Лиан", которые в последние несколько лет за рубежом получили широкую популярность и дают очень неплохие результаты.

Авторы убеждены, что начинать реализацию принципа постоянного улучшения, требуемого ИСО/ТУ 16949, следует с системы "Кайдзен", так как именно заложенный в ней подход лежит в основе седьмого принципа. Тем более что стандарт напрямую на это указывает. Система "Кайдзен" должна стать той основой, которая позволит сделать системы управления предприятиями эффективными. Однако сначала следует отстроить у себя систему управления в соответствии с ИСО/ТУ 16949 и с помощью правильно настроенной системы корректирующих и предупреждающих действий добиться реальной результативности всех процессов. И одновременно — внедрять подходы системы "Кайдзен". А вот дальше, когда "аврал" закончится, и система станет функционировать в штатном режиме, стоит начать внедрение остальных элементов системы "Лён" (Lean) — таких, безусловно, полезных и эффективных методов, как 5S, TRM, SMED, картирование потока создания ценности.

Предприятия сейчас "разрываются", пытаясь понять, что же лучше, ИСО/ТУ 16949 или "бережливое производство", "6-Сигма" или система сбалансированных показателей. Но здесь никакого секрета нет. Все эти подходы — современные, но они не заменяют в полной мере системы управления, принятые во всем мире в виде стандартов ИСО. Поэтому сначала нужно сделать свое предприятие, хотя бы с точки зрения стандартов, соответствующим современному уровню управления и организации производства, причем не формально, а реально. И только тогда можно решить очень много своих проблем и в рамках ИСО ТУ 16969 (в том числе "подтянуть" и слабый уровень проектирования, и неэффективное управление производственными процессами и другие составляющие производственной системы предприятия). Но вот дальнейшее совершенствование без применения "Лён" и "6-Сигма" вряд ли будут возможны. И лучше уже в самом начале разработки системы управления в соответствии с ИСО/ТУ 16949 продумать и спланировать постепенное внедрение методик "Лён". Скорее всего, придется планировать на среднесрочную (5...6 лет) перспективу. Иначе нельзя: более быстрое внедрение, наоборот, может привести к проблемам, особенно с системной точки зрения. Любая система должна эволюционировать, а не революционировать, только тогда она может функционировать долго и эффективно.

Последний, восьмой принцип стандарта выделен, на взгляд автора, несколько искусственно, но это не мешает ему быть весьма важным. Это *взаимовыгодные отношения с поставщиками.*

Предприятие и его поставщики взаимозависимы, и отношения взаимной выгоды повышают способность обеих сторон создавать ценности. Если принять, что все предприятия автопрома должны иметь свои системы управления, соответствующие ИСО 9001 и ИСО/ТУ 16949, то, рассматривая глобальное взаимодействие предприятий в системе "поставщик—потребитель", можно прийти к выводу: все системы управления связаны между собой, поэтому и пользоваться ими нужно системно.

Поставщики — часть общей системы и взаимодействовать с ними нужно так, как будто они являются одним из процессов предприятия, а предприятие, в свою очередь, — часть их системы и системы продукции предприятия-потребителя. Отсюда сразу понятно, что без взаимовыгодности общая система не будет результативна, а тем более — эффективна, что означает недостаточный уровень прибыли, зарплат и других параметров, очень важных для всех участников процесса создания автомобиля, а самое главное — недоверие потребителя.

Таким образом, из всего сказанного выше следует: реализация основных принципов СМК и составляет основной объект эффективной системы управления на предприятии. Ее основа — реализация требований ИСО/ТУ 16949 обязательно в контексте бурно развивающейся в настоящее время системы "бережливое производство".

УДК 629.3.016

ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОБАЛЛОННОГО АВТОМОБИЛЯ КРАЗ

Канд. техн. наук **С.В. ДУНЬ**
ПАО "АвтоКрАЗ"

Рассмотрены конструкция и технические характеристики газобаллонного автомобиля КрАЗ в сравнении с аналогами. Приведены результаты эксплуатационных испытаний автомобиля КрАЗ-5401К2. Проведены расчеты и определена структура эксплуатационных затрат газового автомобиля в сравнении с дизельным автомобилем. Обоснована целесообразность использования газовых автомобилей КрАЗ в коммунальной и других отраслях народного хозяйства.

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, газовый двигатель, газобаллонное оборудование, технико-эксплуатационные показатели автомобиля.*

Dun S.V.

TECHNICAL AND OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF THE GAS TRUCK KRAZ

The design and specifications of the gas truck KrAZ compared to the analogues have been studied. The results of performance tests of KrAZ-5401K2 truck are shown in the present document. The appropriate calculations have been made and the structure of the gas truck operating costs compared to the trucks with the diesel engine has been determined. The expediency of the use of the gas truck KrAZ in municipal and other national economy sectors is grounded.

Keywords: *truck, gas engine, gas equipment, technical and operational characteristics of the truck.*

Двигатели, работающие на сжатом природном газе, метане, — один из хорошо известных путей повышения экологических характеристик и снижения затрат на эксплуатацию АТС. И широко используемых. Например, парк газобаллонных автомобилей, работающих на таком топливе, и число автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС) в мире за последние 10 лет увеличились на порядок. Причем Россия по числу таких автомобилей входит в первую десятку стран. Есть у нее и хорошо развитая сеть АГНКС. Не отстают от нее Украина и Беларусь.

Так, КамАЗ и МАЗ изготовляют всего несколько моделей своих автомобилей именно в газомоторном исполнении и выводят их на рынок. И такие АТС успешно эксплуатируются, прежде всего, в различных регионах РФ. В связи с этим ПАО "АвтоКрАЗ", традиционно выпускающее чисто дизельные АТС, тоже сделало вывод о необходимости создания своих автомобилей с газовыми двигателями, а потом приняло план опытно-конструкторских работ и, реализуя его, разработало конструкторскую документацию, изготовило опытный образец автомобиля (рис. 1, 2) и провело цикл заводских, эксплуатационных и сертификационных испытаний. В качестве базовой модели был взят автомобиль КрАЗ с компоновочной схемой "кабина над двигателем" и колесной формулой 4×2, предназначенный под монтаж коммунального оборудования.

Одним из главных условий успешного применения автомобиля в эксплуатации является, как известно, правильный выбор двигателя. Поэтому специалисты предприятия проанализировали технические показатели газовых двигателей различных фирм и моделей, предлагаемых рынком (табл. 1). В итоге был взят газовый двигатель "Даймлер M906 LAG" экологического уровня "Евро-5". Оснащенный им коммунальный газобаллонный автомобиль с кабиной "Рено Керакс Дэу" и двухдиапазонной девятиступенчатой коробкой передач 9JS11TA получил индекс "КрАЗ-5401К2". Его основные технические характеристики, а также автомобилей-аналогов МАЗ-534003 [1], КамАЗ-4308 [2] и "Мерседес-Бенц Эконик 1828" [3] приведены в табл. 2. Они в комментариях не нуждаются. Необходимо добавить лишь следующее.

Внешний минимальный габаритный радиус поворота автомобиля КрАЗ-5401К2 составляет 8,5 м; система питания его двигателя газовым топливом состоит из металлических газовых баллонов "Виткович Мильмет S.A." (Польша), заправочного устройства, комплекта соединительных фитингов итальянской фирмы "Эмер" и газовой арматуры "Швагелок" (США).

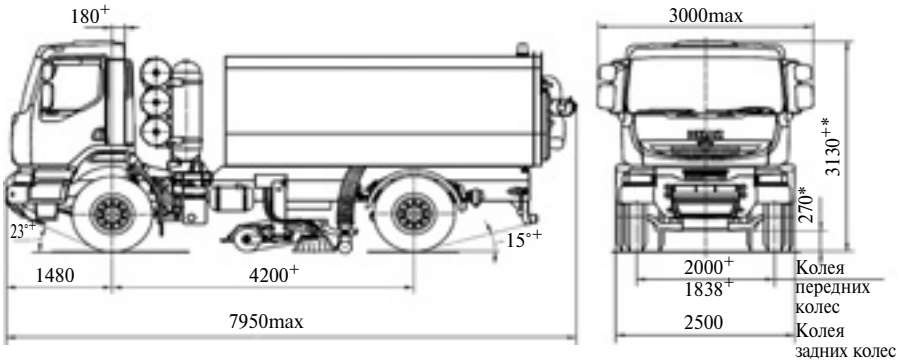


Рис. 1

Рис. 2

В зимних условиях при температуре от 268 до 253 К (от −5 до −20 °С) двигатель пускается с помощью электрического нагревательного устройства, установленного во впускном коллекторе двигателя, а при 253 К (−20 °С) и ниже — с помощью газового подогревателя. Система выпуска отработавших газов этого двигателя оборудована каталитическим нейтрализатором. Средний ресурс автомобиля до капитального ремонта при выполнении всех правил эксплуатации и обслуживания, которые указаны в "Руководстве по эксплуатации", составляет 400 тыс. км пробега, периодичность технического обслуживания ТО-1 — 10 тыс. км, ТО-2 — 40 тыс. км.

На опытном образце автомобиля КрАЗ-5401К2 установлено вакуумно-подметальное оборудование турецкой фирмы "Катмерчилер". Объем его бункера — 8 м^3; разгрузка — механическая, самосвальная, с гидравлическим приводом. Оборудование работает от автономного ДВС мощностью 85 кВт (115 л. с.). В его состав, кроме бункера, входят две дисковые подметальные щетки, расположенные с правой и левой сторон автомобиля, центральная цилиндрическая щетка, система полива дороги.

Рассмотренный вариант автомобиля КрАЗ-5401К2 — базовый. Но он по желанию заказчика может быть изготовлен с коммунальным оборудованием и газовым двигателем других интересных ему фирм, каркасно-панельной кабиной производства КрАЗ или лицензионной кабиной MAN-F2000, коробками передач "Цанрадфабрик", "Итон" или "Аллисон Трансмишн". А на его шасси или шасси 6×4 можно устанавли-

Таблица 1

Производитель	Модель	Номинальная мощность, кВт (л.с.)	Максимальный крутящий момент, Н · м, на частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Рабочий объем, л	Номинальная частота вращения, мин$^{-1}$	Минимальный удельный расход газа (кВт · ч)	Экологический уровень
КамАЗ	820.52-260	191(260)	1080/1300...1500	11,76	2200	218	"Евро-2"
"Каминс"	ISL G-300	224(300)	1166/860	8,9	2100	—	"Евро-5"
	CGe280	209(280)	1220/900	8,9	2000	—	То же
"Даймлер"	M 906 LAG	205(279)	1000/1400	6,8	2200	183	-"-
ИВЕКО	AD 260 S 27 Y/ PS CNG	200(272)	1050/1400	7,79	2100	—	—"—
"Шэньси"	NF10NG260E40	191(260)	980/ 1200...1600	9,7	2200	195	"Евро-4"
	NF10NG300E40	220(300)	1230/1200...1600	9,7	2200	195	То же
"Шанхай дизель"	SC9DT320Q3	239(320)	1200/1400	8,82	2200	—	"Евро-3"
"Уэйчай пауэр"	WP10NG280E30	206(280)	1100/1300...1500	9,726	2200	195	То же
	WP10NG300E30	220(300)	1200/1300...1500	9,726	2200	195	—"—

Таблица 2

Показатели	КрАЗ-5401К2	МАЗ-534003	КамАЗ-4308	"Мерседес-Бенц"
Колесная формула	4×2			
Масса автомобиля, кг: полная на переднюю ось на задний мост	 20 900 7900 13 000	 18 000 7500 11 500	 11 030 3500 7530	 18 000 7100 11 500
Снаряженная масса шасси, кг	8600	7450	7900	12100
Грузоподъемность, кг	12300	8700	3030	5800
Тип двигателя (экологический уровень)	ГР6НО ("Евро-5")	ГV6НО ("Евро-4")	ГР6НО ("Евро-5")	ГР6НО ("Евро-5")
Номинальная мощность двигателя, кВт (л.с.)/мин$^{-1}$	205 (279)/2200	209 (285)/2300	200 (272)/2700	205 (279)/2200
Максимальный крутящий момент, Н · м/мин$^{-1}$	1000/1400	1200/1500	650/1250	1000/1400
Общая емкость газовых баллонов, л	1155	805	360	—
Запас хода на одной заправке, км	570	450	350	—
Максимальная скорость, км/ч	75	85	100	103
Монтажная длина рамы, мм	4800...6300	4570...5365	3790...5940	5300...6300
Шины	315/80R22,5	315/80R22,5	245/70R19,5	315/70R22,5
Удельная мощность автомобиля, кВт (л.с.)/т	9,81 (13,34)	18,2 (24,8)	18,1 (24,7)	11,4 (15,5)
Удельная грузоподъемность автомобиля, кг/кг	1,43	1,17	0,38	0,48

вать фургоны, цистерны, оборудование для перевозки мусора, обслуживания и ремонта дорог, гидроподъемники, краны и т. д.

Опытный образец коммунального газобаллонного автомобиля прошел цикл заводских испытаний, а также эксплуатационные испытания в коммунальных предприятиях "Киевавтодормост" и "Авдеевском ДЭУ государственного предприятия "Донецкий облавтодор". Причем в их ходе он был задействован как в светлое, так и в темное время суток.

Во время эксплуатационных испытаний 80 % пробега было выполнено по дорогам общего назначения с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии (подъездные дороги к мостам и дорожным развязкам, которые характеризуются наличием подъемов, спусков с уклоном до 7 % и радиусами поворотов приблизительно 20 м); 15 % — по аналогичным дорогам, но с покрытием в неудовлетворительном состоянии (подъездные дороги к местам разгрузки мусора); 5 % — по грунтовым разбитым дорогам (места разгрузки на полигонах отходов). Средняя скорость движения автомобиля на дорогах общего назначения с асфальтобетонным покрытием (свободный пробег) составила 52 км/ч (средние частоты вращения коленчатого вала двигателя — 1500 мин$^{-1}$), а в режиме уборки дорог — 3 км/ч (650 мин$^{-1}$).

Результаты эксплуатационных испытаний приведены в табл. 3. Из нее видно, что расход газового топлива во время работы этого автомобиля в режимах свободного пробега и уборки дорог составил соответственно 32,45 и 45,25 м^3/100 км.

Если сравнивать эти расходы с базовыми линейными нормами этого расхода для грузовых бортовых автомобилей, тягачей и самосвалов ЗИЛ и КамАЗ (от 23,5 до 37,5 м^3/100 км), то можно сказать, что расход газового топлива автомобилем КрАЗ-5401К2 сопоставим с расходом топлива газобаллонных автомобилей КамАЗ и ЗИЛ. Особенно если учесть, что грузоподъемность автомобиля КрАЗ несколько больше, чем у сравниваемых автомобилей. Кроме того, КрАЗ-5401К2 — автомобиль коммунального назначения, работающий в режиме подметания улиц и дорог, т. е. в режиме, который характеризуется небольшой средней скоростью движения, и в связи с этим — повышенным расходом топлива. И если взять базовые линейные нормы расхода топлива для коммунальных бензиновых автомобилей на шасси ГАЗ или ЗИЛ в режиме свободного пробега (от 27 до 39 л/100 км и от 70 до 83,6 л/100 км — в режиме уборки дорог), то получается, что эксплуатация в коммунальных предприятиях газового автомобиля КрАЗ-5401К2 по расходу топлива более экономична, чем бензиновых автомобилей аналогичного назначения.

Выгоднее она и с точки зрения эксплуатационных затрат. Расчеты показывают, что общие годовые затраты на эксплуатацию автомобиля КрАЗ-5401К2 с газовым двигателем значительно меньше, чем этого же автомобиля, оснащенного дизелем: в структуре годовых эксплуатационных затрат (табл. 4) основную часть составляют затраты на топливо, что, учитывая меньшую стоимость сжатого природного газа, и обеспечивает экономичность эксплуатации газового автомобиля.

Цена газобаллонных автомобилей, конечно, выше цены дизельных их вариантов. Это обусловлено более высокой стоимостью как газо-

Таблица 3

Параметр	Место испытаний	
	КП "Киевавтодормост"	"Авдеевское ДЭУ" ГП "Донецкий облавтодор"
Пробег, км: общий среднесуточный	 972 89,7	 1120 64,0
Эксплуатационный расход газа, м^3/100 км: средний при работе на линии при перегоне автомобиля в снаряженном состоянии от предприятия до эксплуатирующих организаций и назад	 48,3 32,5	 42,2 32,4
Расход дизельного топлива автономным двигателем коммунальной установки, л/ч	9,5	9,7

Таблица 4

Показатели	Эксплуатационные расходы автомобиля КрАЗ-5401К2	
	с дизельным двигателем ЯМЗ-536-30	с газовым двигателем "Даймлер М 906 LAG"
Стоимость 1 л дизельного топлива и 1 м^3 газа, у.е.	1,23	0,81
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	230 (312)	205 (279)
Эксплуатационный расход топлива, л/100 км и м^3/100 км	32	36,95
Себестоимость 100 км пробега, у.е.	39,27	30,11
Среднегодовой пробег, тыс. км	100	100
Годовой расход топлива, л/год и м^3/год	32 000	36 949
Годовые расходы на топливо, у.е./год	39 270	30 106
Периодичность замены моторного масла, тыс. км	30	50
Цена 1 л масла, у.е.	4,32	4,81
Годовой расход масла с учетом замены и доливки, л/год	128	80
Годовые расходы на масло, у.е./год	553	385
Аттестация газобаллонного оборудования, у.е. /год	—	135
на запасные части, у.е./год	125	174
Общегодовые затраты, у.е./год	40 010	30 890

вых двигателей, так и газобаллонного оборудования. Но это превышение не столь уж и значительное — 1,35 раза. Но зато по отношению к стоимости газобаллонного автомобиля коэффициент годовых затрат на его эксплуатацию составляет 0,079; коэффициент годового экономического эффекта — 0,09, а срок окупаемости — 2,6 года.

Таким образом, ПАО "АвтоКрАЗ" впервые в своей истории создало грузовой автомобиль КрАЗ-5401К2 с двигателем, который работает на сжатом природном газе, соответствует экологическому уровню "Евро-5" и имеет вполне приемлемые технико-экономические показатели.

В целом же можно сказать, что наиболее целесообразный способ применения КрАЗ-5401К2 — городской коммунальный сектор: в городах, как правило, уже есть развитая инфраструктура, сеть АГНКС. И для него низкий уровень эксплуатационных затрат и высокий экологический уровень — безусловный выигрыш.

Литература

1. Новый МАЗ — под газ. Режим доступа: http://www.autocentre.ua/tracks/news/novyy-maz=pod-gaz-13724.html.
2. Мусоровоз с задней разгрузкой MINIPAC MK-2 (газобаллонное шасси RкамАЗ-4308, 4×2). Режим доступа: http://www.kamaz.ru.ru/vehicle/restyling/special/mk2/.
3. Econic. Mercedes-Benz. Каталог грузовых автомобилей // За рулем. 2008. № 2 (15) 151 с.

УДК 621.43

ДВИГАТЕЛИ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ И РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ

Канд. техн. наук **М.В. НАГАЙЦЕВ**
НАМИ (499. 154-13-01)

Приводятся результаты анализа повышения энергоэффективности АТС за счет регулирования степени сжатия и рабочего объема.

Ключевые слова: *степень сжатия, рабочий объем, регулирование, энергоэффективность.*

Nagaytsev M.V.

ENGINES WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO AND CAPACITY

The results of vehicle energy-efficiency analysis owning to compression ratio and capacity control are shown.

Keywords*: compression ratio, engine capacity, control, energy-efficiency.*

Прогнозы развития мирового двигателестроения показывают, что в течение ближайших десятилетий поршневые ДВС сохранят доминирующее положение в традиционных отраслях их применения (автомобильный, железнодорожный и водный транспорт).

Более того, их использование в транспортных системах специального назначения даже расширяется. Поэтому они непрерывно совершенствуются, прежде всего — по экологическим и экономическим параметрам, литровой мощности, массогабаритным показателям. Правда, в последние годы темпы улучшения перечисленных параметров ДВС заметно снизились. В связи с чем становятся актуальными и обоснованными попытки создания поршневых двигателей новых типов. Среди многообразия альтернативных направлений развития поршневых ДВС выделим те, в которых у НАМИ накоплен существенный потенциал и имеются наибольшие компетенции.

Анализ показывает: реализуемые в современных ДВС новшества в основном относятся к тем системам и агрегатам, которые могут улучшить рабочие процессы (например, к топливной аппаратуре). При этом законы движения поршней остаются одними и теми же, т.е. зависящими только от неизменных параметров кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

Специалисты НАМИ давно пришли к выводу, что данное обстоятельство мешает развитию ДВС — не позволяет использовать такие существенные резервы оптимизации показателей его рабочих процессов, как регулирование степени сжатия и рабочего объема. То есть пора отказаться от положения, согласно которому степень сжатия считается неизменным конструктивным параметром ДВС.

Действительно, в традиционных конструкциях ДВС ее величина однозначно определяется геометрией КШМ, поршня, а также расположением головки цилиндра относительно оси коленчатого вала двигателя. Известно и то, что мощность и топливная экономичность двигателя при увеличении степени сжатия возрастают, поскольку повышается его индикаторный КПД. Но здесь есть две тонкости. Первая: при увеличении степени сжатия до 13...14 улучшение показателей двигателя прекращается, так как растут механические потери. Вторая: ни ДВС с искровым зажиганием, ни дизель в этот оптимум не попадают: в бензиновых двигателях степень сжатия меньше, так как ограничивается детонацией топлива; в дизелях, наоборот — больше, поскольку выбирается с учетом обеспечения надежного воспламенения топлива при холодном пуске.

Проведенные в НАМИ расчетные и экспериментальные исследования показали: топливная экономичность и бензинового двигателя, и дизеля может быть улучшена до 20 %.

При этом алгоритмы регулирования степени сжатия этих двигателей различны [1, 2]: на дизеле с регулированием степени сжатия можно значительно увеличить давление наддува, повышая за счет этого мощность, либо (сохраняя прежний уровень мощности) снизить рабочий объем, улучшая топливную экономичность, снижая массу и стоимость ДВС. В бензиновом двигателе, чтобы не снизить конструктивную степень сжатия, можно повысить давление наддува без опасности возникновения детонации, увеличив при этом литровую мощность со всеми сопутствующими положительными эффектами, в том числе улучшением топливной экономичности на режимах больших нагрузок.

Регулирование рабочего объема двигателя, как доказали те же исследования, дает еще более широкие возможности улучшения его показателей, чем регулирование степени сжатия [3]. Как известно, большой рабочий объем двигателей нужен для движения АТС со скоростями, близкими к максимальным, и на режиме интенсивного разгона. Но эти режимы, как правило, не превышают 10 % общего времени движения АТС. На остальное время, особенно при движении в плотном городском потоке, нужен экономичный двигатель малого рабочего объема.

Отсюда второй вывод: совместное регулирование степени сжатия и рабочего объема есть тот путь, ко-

торый открывает широкие перспективы создания двигателя нового типа — двигателя, который способен гибко приспосабливать рабочий объем и степень сжатия к условиям движения АТС: если большая мощность не требуется (например, при умеренном городском режиме движения), то такой двигатель должен перейти на уменьшенный рабочий объем. При этом его расход топлива существенно (до 25...30 %) снизится.

Мировые патентные материалы показывают, что число предложенных способов и конструкций, позволяющих регулировать степень сжатия ε и рабочий объем двигателя V_h, достаточно велико. Правда, подавляющее большинство из них, решая поставленные задачи по управлению ε и V_h, оказываются, к сожалению, не пригодными для практической реализации — из-за невозможности обеспечить приемлемую работоспособность двигателя или удовлетворить техническим требованиям. В результате число реализованных "в металле" ДВС с такими схемами пока что единицы.

В НАМИ еще в середине 1980-х годов были начаты фундаментальные исследования с целью поиска перспективных технических решений по совершенствованию автомобильных ДВС за счет регулирования его рабочего объема и степени сжатия [4, 5].

Эксперименты проводились на модульных силовых установках, состоящих из двух двигателей, один из которых имел возможность автоматического отключения. И они доказали правильность этой идеи: путевой расход топлива сокращался в 2 раза. Так, на автомобиле ГАЗ-3110 "Волга" массой 1500 кг с модульной силовой установкой на маршруте Москва — Рига (первые ЭКО-ралли в 1990 г.) показал: его расход топлива составил 5,26 л/100 км [6].

Другим способом реализации регулирования явилось создание аксиального двигателя с качающейся шайбой, который имел к тому же значительные массогабаритные преимущества по сравнению с двигателем традиционной конструкции.

Первый из этих двигателей, А-7 (изготовлен в 1988...1989 гг.), был установлен на автомобиль УАЗ и прошел цикл лабораторно-дорожных испытаний. На втором его варианте, АР-5.2 (рис. 1), был реализован принцип совместного управления рабочим объемом и степенью сжатия. Его прототип демонстрировался в

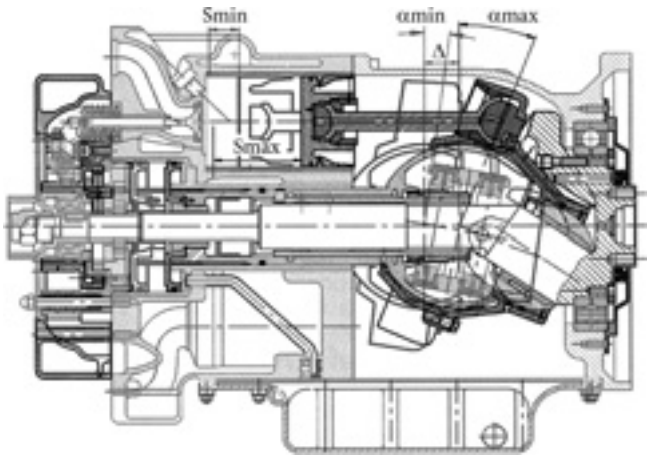


Рис. 1. Схема аксиального двигателя АР-5.2 с регулируемым наклоном шайбы

Рис. 2. Траверсный механизм двигателя ТО-1, выполненного на базе дизеля ЯМЗ-8424

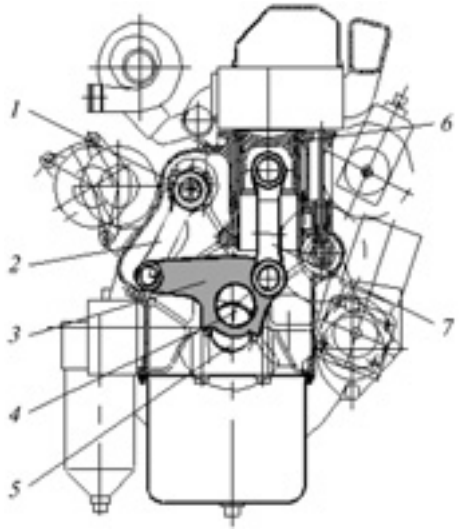


Рис. 3. Схема траверсных двигателей НАМИ:
1 — эксцентриковый вал; *2* — коромысло; *3* — траверса; *4* — шатунная шейка; *5* — коленчатый вал; *6* — поршень; *7* — шатун

1989 г. на Токийском автосалоне, на его конструкцию получены патенты США, стран Западной Европы и др.

К сожалению, до постановки на серийное производство этого двигателя дело так и не дошло. Тем не менее НАМИ продолжил эту работу и в начале 1990-х годов его специалисты предложили преобразующий механизм (рис. 2), названный траверсным, позволяющий изменять степень сжатия и рабочий объем двигателя на основе более простого решения, которое, как и предыдущие, было защищено патентами разных стран. Следует отметить, что в 2000-х годах работы по двигателям с траверсными преобразующими механизмами активно проводились фирмами "Пежо", "Нисан" и "Хонда". В НАМИ же на базе серийных конструкций ВАЗ, ЯМЗ и "Даймлер Крайслер" было изготовлено около десяти опытных образцов. Некоторые из них (например, Т-01 и VE111) прошли ресурсные испытания в объеме до 1000 ч. Конструктивное исполнение траверсного двигателя НАМИ иллюстрирует рис. 3.

При пуске и работе двигателя на режимах холостого хода и малых нагрузок его степень сжатия максимальная. По мере роста нагрузки и, следовательно, увеличения давления наддува она за счет поворота эксцентрикового вала плавно понижается. При этом максимальное давление сгорания ограничивается постоянным уровнем, предельно допустимым по условиям обеспе-

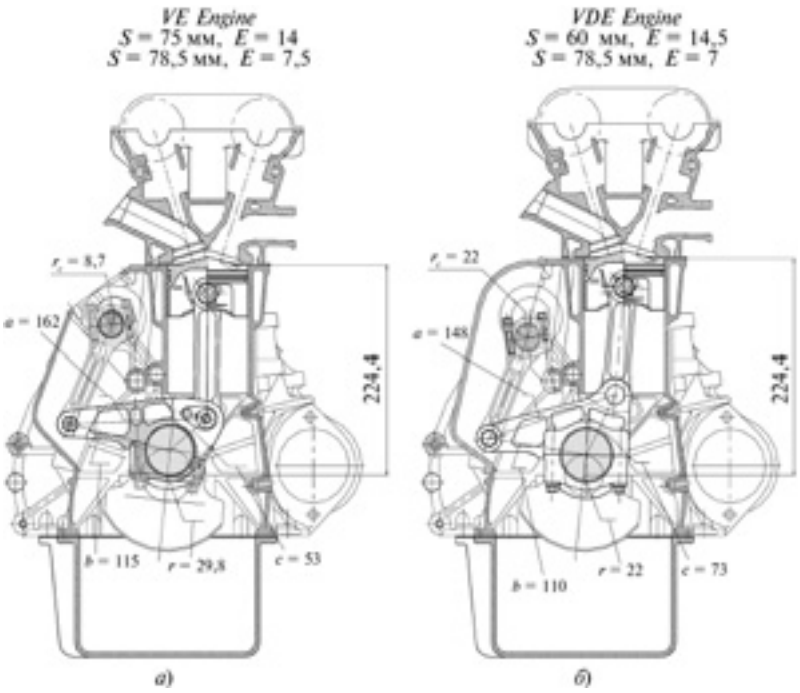


Рис. 4. Поперечные разрезы траверсы двигателей с регулируемой степенью сжатия (а) и регулируемыми степенью сжатия и рабочим объемом (б)

чения работоспособности подшипников силового механизма в дизеле и отсутствием детонации в бензиновом двигателе.

Одной из главных задач, которые поставили перед собой создатели траверсных двигателей НАМИ, было обеспечение максимальной конструктивной, технологической преемственности, а также унификации с базовыми двигателями. С этих позиций можно рассматривать траверсный двигатель состоящим из трех групп деталей, узлов и агрегатов — стандартных, изменяемых и дополнительных.

К первой группе относятся такие изделия базового серийного двигателя, как головка цилиндров, впускной и выпускной коллекторы, маховик, картер и его масляный поддон, крышки и вкладыши коренных опор коленчатого вала, масляный и водяной насосы, опоры, системы питания и зажигания, стартер, генератор. Основной же изменяемой деталью является блок цилиндров, имеющий конструктивную и технологическую преемственность с блоком цилиндров базового двигателя (в связи с тем, что межцилиндровое расстояние не изменяется, его обработка может выполняться на технологическом оборудовании серийного производства).

Коленчатый вал по конструкции и технологии изготовления унифицирован с коленчатым валом базового двигателя и отличается от последнего только уменьшенным радиусом кривошипа. При этом сохранены его длина, размеры коренных и шатунных шеек, их координаты в продольном сечении, а также конструкция передней части вала и узла крепления маховика.

Дополнительные детали траверсного двигателя — траверса, коромысло и эксцентриковый вал. По конструктивному исполнению и применяемым материалам коромысло близко к коромыслам шатунов традиционных двигателей. Верхняя и нижняя головки шатунов идентичны верхней головке шатуна базового двигателя. Однако в целом шатуны проще серийных, поскольку не имеют разъема в нижних головках. Технология же изготовления эксцентрикового вала полностью соответствует технологии изготовления распределительного вала серийного двигателя.

Таким образом, весьма важно, что разработанные конструкции траверсных двигателей НАМИ позволяют изготовлять их в условиях действующего производства серийных двигателей при весьма незначительных изменениях состава стандартного оборудования.

Траверсный преобразующий механизм первоначально был разработан для двигателей с регулируемой степенью сжатия (Variable Epsilon — EV) и практически неизменным ходом поршня. Однако последующие работы были направлены на создание двигателя с регулируемыми рабочим объемом и степенью сжатия (Variable Displacement & Epsilon — VDE). По результатам моделирования был получен механизм траверсного двигателя (рис. 4), позволяющий увеличивать его рабочий объем до 40 % при уменьшении степени сжатия до 2 раз.

В двигателях VE и VDE степень сжатия на режимах максимальной нагрузки понижается, что позволяет повысить давление наддува без детонации. При этом, например, четырехцилиндровый траверсный двигатель способен развивать такую же мощность, как стандартный шестицилиндровый. Кроме того, в двигателе VDE на режимах средних и малых нагрузок рабочий объем уменьшается на 24 %, что эквивалентно переходу от четырех- к трехцилиндровому двигателю с соответствующим улучшением топливной экономичности.

Расчеты показывают, что и двигатели VE, и двигатели VDE по экономическим показателям превосходят традиционные. Причем на режимах малых и средних нагрузок совместное регулирование и степени сжатия, и рабочего объема улучшает эти показатели (в сравнении с регулированием только степени сжатия) в 1,5...2,0 раза.

Таким образом, следует подчеркнуть важность дальнейших теоретических и экспериментальных работ по совместному регулированию степени сжатия и рабочего объема поршневых ДВС как стратегического направления повышения энергоэффективности автотранспортных средств.

Литература

1. Зленко М. А., Кутенев В. Ф., Романчев Ю. А. Кинематика и динамика аксиальных двигателей. Труды НАМИ. 1993. С. 12—45.
2. Кутенев В. Ф., Тер-Мктичьян Г. Г. О регулировании рабочего объема и степени сжатия в дизеле. Труды НАМИ. 1998. С. 57—72.
3. Тер-Мкртичьян Г. Г., Кутенев В. Ф., Яманин А. И. Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. Издание НАМИ. М.: 2004. С. 240.
4. Кутенев В. Ф. Регулирование рабочего объема ДВС // Автомобильная промышленность. 1989. № 5. С. 15—16.
5. Кутенев В. Ф., Тер-Мктичьян Г. Г. Повышение технического уровня автомобильных дизелей за счет регулирования степени сжатия. Труды НАМИ. М.: 1989. С. 7—17.

УДК 621.431.73

КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА W12

Канд. техн. наук **В.В. ГУСАРОВ, И.И. КИРИЛОЧКИН, Д.А. ТУМАНЯН**
МГИУ (916. 402-27-79)

Выполнен анализ неуравновешенности различных вариантов четырехрядных двигателей типа W12 от действия инерционных возмущений и реактивного крутящего момента. Показано, что подбором параметров центробежного момента от нащечных противовесов коленчатого вала эту неуравновешенность можно существенно уменьшить.

Ключевые слова: *двигатель типа W12, импульс возмущения, годограф, момент от сил инерции, реактивный крутящий момент, уравновешенность двигателя, нащечные противовесы.*

Gusarov V.V., Kirilochkin I.I., Tumanyan D.A.
QUANTITATIVE ANALYSIS OF W12 TYPE ENGINE BALANCE

Imbalance analysis of different four-row W12 engines from inertial perturbances and reaction torsion torque has been done. It is shown that by choosing of centrifugal torque from crankshaft weight counterbalance parameters possible to significantly reduce the engine disturbance of such engine construction. The program that allows to perform quantitative assessment of imbalance, to receive torsion torque hodograph and compare perturbances from torsion and inertial torque for different cylinder cambers and different operational cycles.

Keywords: *internal combustion engine, perturbance impulse, hodograph, inertial torque, reaction torsion torque, steadiness of the engine, weight counterbalances.*

Совершенствование массогабаритных характеристик автомобильных ДВС, основанное на последних достижениях технологии, привело к разработке и серийному производству двигателей новых схем — VR- и W-образных, которые существенно легче и компактнее традиционных их вариантов — рядных и V-образных. Наибольшее число таких двигателей выпускает фирма "Фольксваген". Особенность конструкций ее ДВС состоит в том, что у двухрядных VR-образных их моделей угол δ развала цилиндров в блоке очень небольшой. Поэтому оба их ряда "накрывают" одной головкой, а четырехрядные W-образные образуются синтезом двух VR-образных схем, расположенных под углом γ друг к другу. Например, у ДВС W12 (рис. 1) эти углы составляют $\delta = 15°$, $\gamma = 72°$. Кроме того, у четырехрядной модели довольно большой (12,5 мм) дезаксаж, что обусловлено компоновочными соображениями.

Новые компоновочные схемы, естественно, породили проблему уравновешенности ДВС, т. е. проблему изыскания возможностей для уменьшения возмущений от действия сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) кривошипно-шатунного механизма (КШМ), а также моментов этих сил и возмущений от реактивного крутящего момента.

Решение данной проблемы представляет большой теоретический и практический интерес. Однако публикаций на эту тему пока что нет. Поэтому авторы статьи предлагают вниманию читателей свое видение этого решения.

Ясно, что традиционные методы оценки результирующих данных сил и моментов в случае рассматриваемых ДВС из-за громоздкости описывающих их аналитических выражений применять вряд ли стоит. Для этой цели лучше подходит разработанный специалистами МГИУ инструментарий количественного способа анализа уравновешенности, который основан на компьютерных технологиях и позволяет определять максимальные импульсы возмущений от неуравновешенных сил L_{pj} и моментов сил L_{Mj} за период, а значит, применять численные методы анализа, наглядно представлять результат расчетов в виде годографов результирующих сил P_j инерции и моментов M_j, решать задачи оптимизации параметров КШМ, обеспечивающих хорошую их уравновешенность.

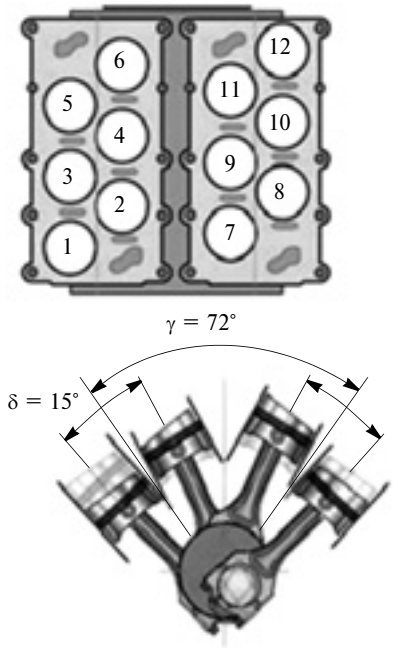


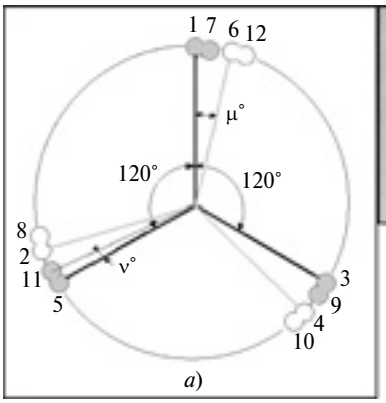
Рис. 1. Схема расположения цилиндров двигателя "Фольксваген W12"

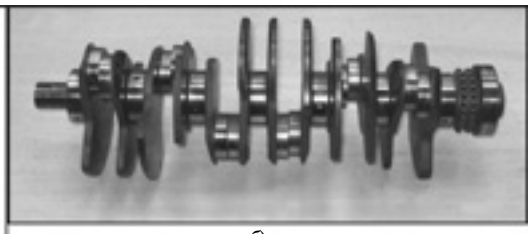
Что авторы и сделали. При этом за базовый вариант КШМ и ДВС типа W12 была взята конструктивная схема, применяемая фирмой-изготовителем.

У этой схемы кроме особенностей, показанных на рис. 1, есть и другие. В частности, чтобы обеспечить равномерное чередование рабочих циклов, конструкция шатунных шеек коленчатого вала выполнена (рис. 2, *б*) со смещением двух соседних шеек на определенный угол ("разрезные шейки"). Этот угол ν смещения двух соседних, расположенных на одном колене шатунных шеек, а также угол μ смещения между двумя условными валами с углом расклинки колен 120° у каждого, из которых синтезируется шестиколенный вал ДВС типа W12, показаны на рис. 2, *а*. Там же для каждой шатунной шейки показан соответствующий ей номер цилиндра.

Из рис. 1 и 2 видно, что для обеспечения равномерного чередования рабочих ходов угол ν смещения двух соседних шатунных шеек определяется по формуле № 1 (табл. 1). Например, у двигателей W12 с углом развала блока цилиндров $\gamma = 72°$ шатунные шейки необходимо сместить на угол $\nu = 12°$. Если величину угла между положениями радиуса кривошипа параллельно оси цилиндра и ВМТ обозначить как χ (такой учет необходим только для ДВС с большим дезаксажом), то угол μ смещения кривошипов из условия обеспечения равномерного чередования рабочих ходов для схемы (см. рис. 2, *а*) определится из формулы № 2. Например, для двигателя W12, радиус кривошипа которого равен 45 мм, а дезаксаж — 12,5 мм, получается: $\chi = 3{,}4°$. Если же учесть, что $\delta = 15°$, то найдем $\mu = 21{,}8°$.

Эти параметры КШМ соответствуют параметрам КШМ рассматриваемого ДВС с порядком работы 1—12—5—8—3—10—6—7—2—11—4—9, который при указанной конструкции обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов.





б)

Рис. 2. Схема (а) и конструкция (б) коленчатого вала двигателя "Фольксваген W12"

Чтобы оценить влияние углов развала цилиндров в блоке и блоков цилиндров на уравновешенность рассматриваемого двигателя, авторы разработали специальную программу для ЭВМ. При этом конструкцию двигателя представляли (см. рис. 1) как синтез четырех ДВС типа R3: первый из них (№ 1) образовывали цилиндры с номерами 1, 3, 5; второй (№ 2) — цилиндры 2, 4, 6; третий (№ 3) — цилиндры 7, 9, 11 и четвертый (№ 4) — цилиндры № 8, 10, 12. Это же подтверждает и рис. 2: углы расклинки колен этих ДВС одинаковы (120°), а оси цилиндров в каждом из них лежат в одной плоскости.

Итоговое значение параметров возмущений от действия неуравновешенных сил инерции ВПДМ и их моментов определялись путем векторного суммирования соответствующих результирующих возмущений от каждого из этих четырех ДВС типа R3.

Как известно, ДВС типа R3 от действия сил инерции первого и второго порядков всегда самоуравновешен, т. е. в двигателе W12, состоящем из четырех двигателей R3, результирующие этих сил равны нулю. Однако результирующие моменты (ΣM_{ji_1} и ΣM_{fi_2}) данных сил инерции в двигателе R3 не уравновешивают друг друга и их легко подсчитать по формулам № 3.

Входящие в них фазовые сдвиги (углы) не зависят от углов δ и γ, а определяются только порядком работы цилиндров двигателя.

Общая неуравновешенность ДВС типа W12 от действия моментов сил первого и второго порядков определяется векторным суммированием моментов в отдельных условных секциях (формула № 4).

Величины моментов ΣM_{j1}, ΣM_{j2} и импульсов $L_{M_{j1}}$, $L_{M_{j2}}$ от них можно находить и анализировать программным способом, причем как в размерном виде (размерность Н · м для моментов и Н · мс для импульсов), так и в безразмерном (радианах): $\Sigma \vec{M}_{j1б\,р}$, $\Sigma \vec{M}_{j2б\,р}$, $L_{Mj1б\,р}$, $L_{Mj2б\,р}$. При этом для представления в безразмерном виде принимается, что произведение $MR\omega^2 a = 1$, а значение коэффициента λ задается равным 0,25 (типично для современных ДВС).

Теперь, получив значения неуравновешенных моментов от сил инерции, посмотрим, как их можно уравновесить.

Первым из таких способов является, как известно, уравновешивание моментов от сил первого порядка с помощью балансирного вала. Однако это усложняет конструкцию двигателя. Лучше использовать вариант, основанный на частичном уравновешивании момента от сил инерции ВПДМ первого порядка за счёт установки специально подобранных нащечных противовесов на коленчатый вал: такие противовесы создадут необходимый уравновешивающий центробежный момент, модуль и угол действия которого обеспечивают максимальное уменьшение возмущения. Это иллюстрирует рис. 3, на котором приведены повернутые на 90° (для удобства пользования) годографы безразмерных моментов сил инерции перво-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\nu = \gamma - \alpha$	α — угловой интервал, соответствующий равномерному чередованию рабочих ходов ДВС с данным числом цилиндров; γ — угол развала цилиндров блока
2	$\mu = \delta + 2\chi$	δ — угол развала цилиндров в блоке; χ — угол между положениями радиуса кривошипа параллельно оси цилиндра и верхней мертвой точкой
3	$\sum M_{j11} = 3^{0,5} M\omega^2 \cos(\varphi + 30°)$; $\sum M_{j21} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda \cos 2(\varphi - 15°)$; $\sum M_{j12} = 3^{0,5} MR\omega^2 a \cos(\varphi - 150°)$; $\sum M_{j22} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda \cos 2(\varphi - 105°)$; $\sum M_{j13} = 3^{0,5} MR\omega^2 a \cos(\varphi - 30°)$; $\sum M_{j23} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda \cos 2(\varphi - 75°)$; $\sum M_{j14} = 3^{0,5} MR\omega^2 a \cos(\varphi - 210°)$; $\sum M_{j24} = 3^{0,5} MR\omega^2 a\lambda \cos 2(\varphi - 165°)$	M_j — момент инерции (первая цифра в нижнем индексе $\sum M_j$ обозначает его порядок, вторая — номер условного двигателя); M — величина ВПДМ для одного цилиндра; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вращения; a — расстояние между осями соседних (по ряду) цилиндров в блоке; λ — безразмерный кинематический параметр КШМ; φ — текущий угол поворота кривошипа, отсчитываемый от положения верхней мертвой точки первого цилиндра ДВС W12
4	$\sum \vec{M}_{j1} = \sum \vec{M}_{j11} + \sum \vec{M}_{j12} + \sum \vec{M}_{j13} + \sum \vec{M}_{j14}$ $\sum \vec{M}_{j2} = \sum \vec{M}_{j21} + \sum \vec{M}_{j22} + \sum \vec{M}_{j23} + \sum \vec{M}_{j24}$	—
5	$\sum M_j = \sum M_{j1} + \sum M_{j2}$	—
6	$L_{Mjб\,р} = b_1 + b_2\delta + b_3\gamma + b_4\delta\gamma + b_5\gamma^2$	$L_{Mjб\,р}$ — безразмерный импульс возмущений; b — коэффициент регрессионной модели

го порядка ВПДМ двигателя W12 до $\Sigma M_{j1б\,р}$ и после $\Sigma M_{j1б\,р\,ур}$ уравновешивания центробежным моментом, а также (для сравнения) годограф этого безразмерного момента от одной условной секции — ДВС № 3.

Найденные программным способом безразмерные значения импульсов возмущения указанных моментов составляют: для момента первого порядка ДВС W12 (кривая *1*) $L_{Mj1б\,р}$ = 1,38 рад., после частичного уравновешивания нащечными противовесами (кривая *2*) — $L_{Mjб\,р\,ур}$ = 0,52 рад., для ДВС R3 (линия *3*) — $L_{Mj11б\,р}$ = 3,47 рад. Безразмерное значение оптимальной величины уравновешивающего центробежного момента (его модуль) для рассмотренного варианта $M_{б\,р\,ур}$ = 0,445.

Приведенные выше данные свидетельствуют о достаточно хорошей уравновешенности рассматриваемого ДВС. Во-первых, применение способа частичного уравновешивания момента от сил инерции ВПДМ первого порядка нащечными противовесами позволяет существенно, почти в 3 раза по импульсу, уменьшить его возмущение. Во-вторых, показательно, что у ДВС типа W12 итоговое возмущение от действия момента сил инерции первого порядка меньше почти в 7 раз, чем у трехцилиндрового рядного двигателя с аналогичными массогабаритными параметрами одного цилиндра (при сравнении импульсов) и сопоставимы с малыми возмущениями от действия момента второго порядка.

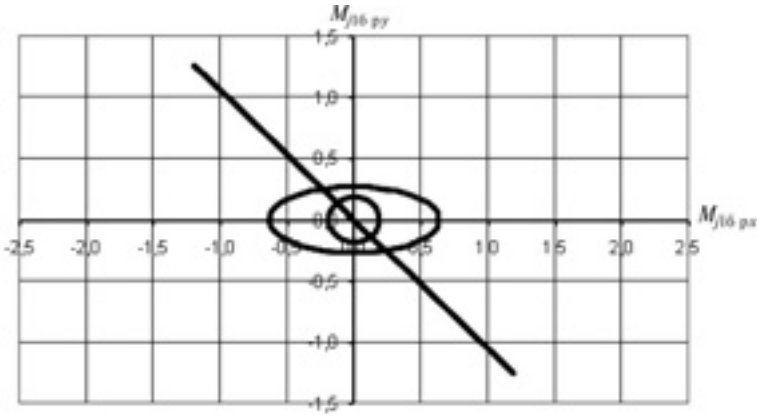


Рис. 3. Годографы безразмерных моментов от сил инерции первого порядка двигателя "Фольксваген W12" при γ = 72° и δ = 15° до и после его уравновешивания

Разработанная авторами программа позволяет получать аналогичные параметры для любых других задаваемых углов развала блока и цилиндров. Например, с ее помощью установлено, что при некотором увеличении (относительно исходного варианта на базе ДВС W12) углов развала блоков и цилиндров эффективность использования нащечных противовесов для уравновешивания момента от сил инерции первого порядка возрастает.

Совместное действие неуравновешенных моментов от сил инерции первого и второго порядков, очевидно, определяется формулой № 5. Степень неуравновешенности от этого момента можно оценить по годографу и значениям импульсов возмущений. Например, на рис. 4 показаны годографы результирующих безразмерных моментов $\Sigma M_{jб\,р}$ для некоторых вариантов рассматриваемой схемы ДВС (в них учтено частичное уравновешивание момента ΣM_{j1} с помощью нащечных противовесов коленчатого вала). Для рассматриваемого варианта схемы КШМ (δ = 15°, γ = 72°) годограф показан на рис. 4*, г,* а неуравновешенность от действия результирующего момента $\Sigma M_{jб\,р}$ характеризуется величиной безразмерного импульса $L_{Mjб\,р}$ = 0,56 рад.

Продолжение — в следующем номере "АП"

УДК 621.9.044.62-242.3

РАСЧЕТ ФОРМЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ В СВОБОДНОМ ИХ СОСТОЯНИИ

Д-р техн. наук **Г.Г. ЗАГРЕБИН**
Саратовский ГАУ имени Н.И. Вавилова (8.903. 020-69-49)

Рассмотрена разработанная автором методика расчета формы поршневых колец в свободном состоянии, базирующаяся на разработках А.Я. Александрова и результатах исследований, выполненных В.П. Молдавановым.

Ключевые слова: *расчет формы кольца, нелинейность свойств материала.*

Zagrebin G.G.
CALCULATION OF PISTON RINGS FORM IN A FREE STATE

The more precise way of calculation of the form of piston ring in a free state suggested by professor A.Ya. Alecsandrov and results of V.P. Moldavanov is devoted.

Keywords: *piston ring, calculation of piston ring form, nonlinearity of material properties.*

Способов расчета поршневых колец ДВС, как известно, достаточно много. Однако все они обладают теми или иными недостатками, главный из которых — неточность получаемых с их помощью результатов. Исключение составляет, пожалуй, лишь один из этих способов — предложенный А.Я. Александровым. Но он, к сожалению, в своей работе дал методику такого расчета для, так сказать, идеального случая. Поэтому автор предлагаемой вниманию читателей статьи решил приблизить ее к потребностям практики. Что и делает ниже.

Определяя форму поршневого кольца в свободном состоянии в полярной (рис. 1) и прямоугольной (рис. 2) системах координат (на этих рисунках α — угол между

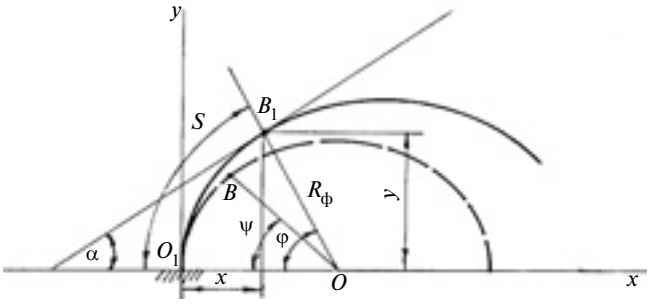


Рис. 1. Расчетная схема определения формы поршневого кольца в свободном состоянии в полярной системе координат

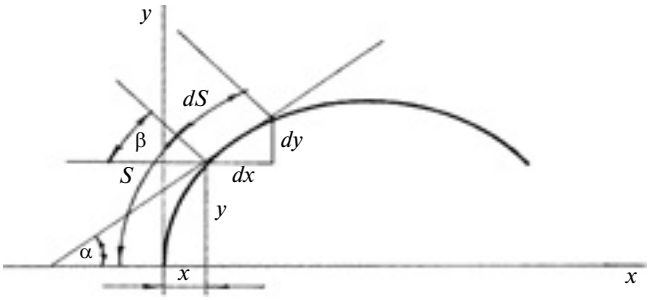


Рис. 2. Расчетная схема определения формы поршневого кольца в свободном состоянии в прямоугольной системе координат

касательной к осевой линии поршневого кольца в свободном состоянии и осью x; S — длина осевой линии кольца от начала отсчета до касательной; dS — приращение длины дуги; O — центр полярной системы координат; O_1 — середина спинки поршневого кольца по осевой линии; β — угол между нормалью к осевой линии и осью x; ψ — угловая координата точек осевой линии сжатого кольца; φ — угловая координата точек осевой линии кольца в свободном состоянии; x, y — координаты точек осевой линии поршневого кольца в свободном состоянии; dx, dy — приращение координат точек осевой линии кольца), А.Я. Александров исходит [1] из общего уравнения кривизны бруса (формула № 1 в таблице). Но в промышленности при изготовлении поршневых колец сейчас используются не только равномерная, но и другие эпюры радиальных давлений (грушевидная, яблокообразная, эллиптическая и т. д.). Для аппроксимации форм кривых большинства этих эпюр автор принял наиболее оптимальный, по его мнению, — тригонометрический полином (формула № 2). Тогда изгибающий момент M_ψ, воздействующий на кольцо, дает формула № 3.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{R} = \frac{M_\psi}{EJ}$	ρ — радиус кривизны кольца по средней линии в его свободном состоянии; R — радиус осевой линии сжатого кольца; E — модуль упругости материала кольца; J — осевой момент инерции сечения кольца; M_ψ — изгибающий момент в сечении поршневого кольца
2	$q_\psi = q_0[1 + a\sum_{n=2}^{12}\frac{q_\psi}{q_0}\cos(n\psi)]$	q_0 — среднее удельное давление поршневого кольца на зеркало цилиндра двигателя; a — коэффициент постоянства модуля упругости по периметру кольца; n — показатель степени, определяющий характер кривой по периметру кольца; ψ — угловая координата точек осевой линии поршневого кольца в свободном состоянии
3	$M_\psi = q_0R^2\left[1+\left(1-\frac{q(-1)^{n+1}}{q_0(n^2-1)}\right)\cos\psi - \frac{q^\psi\cos(n-\psi)}{q_0(n^2-1)}\right]$	M_ψ — величина изгибающего момента в сечении кольца с координатой ψ
4	$\frac{1}{\rho} = \frac{d\alpha}{dS} = \frac{d\beta}{Rd\psi}$	dS — приращение длины дуги осевой линии кольца
5	$\alpha = \psi\left(\frac{q_0R^3}{EJ}-1\right) + \frac{q_0R(1-\xi)\sin\psi}{EJ} - \sum_{n=2}^{12}\frac{q_\psi\sin(n-\psi)}{nq_0\left(n^2-1\right)}\sin(n\psi) + C$	C — постоянная интегрирования
6	$dx = R\cos\alpha - d\psi$; $y = R\sin\alpha d\psi$	—
7	$x = R\int_0^\psi\cos\alpha d\psi$; $y = R\int_0^\psi\sin\alpha d\psi$	—
8	$x_i = R\sum_{i=1}^{k}\cos\alpha_i\Delta\psi$; $y_i = R\sum_{i=1}^{k}\sin\alpha_i\Delta\psi$	Δψ — шаг интегрирования; α_i — параметр, определяемый по формуле № 5
9	$R_ф = \sqrt{(R-x)^2+y^2}$; $\varphi = \mathrm{arctg}\frac{y}{R-x}$	$R_ф$ — радиус-вектор каждой точки кольца в свободном состоянии, соответствующий угловой координате φ
10	$R_ф = \sqrt{(x-R)^2+y^2}$; $\varphi = \pi - \mathrm{arctg}\frac{y}{x-R}$	—
11	$C_\psi = -b^{2n-1}\sqrt{\varphi-\pi}$	b — коэффициент, определяемый прочностными свойствами материала
12	$E_{(\psi)} = E\left[\left(1+\frac{a\psi}{2\pi}\right)1-\cos(\psi+\sin\psi)\right]$	—
13	$a = \frac{E_{(\psi=\pi)}}{E}$	—
14	$\alpha_y - \int_0^\psi\frac{d\psi}{\frac{M_\psi RC_\psi}{E_\psi J(1-C_\psi)}} - \int_0^\psi\frac{d\psi}{\frac{E_\psi J}{M_\psi R}+\frac{C_\psi}{1-C_\psi}}$	—

Считая далее, как обычно, что осевая линия поршневого кольца нерастяжима, а также что длина дуг его оси в рабочем и свободном состояниях равны, получим формулу № 4. И если подставить ее в формулу № 1 с учетом формулы № 3, найдем изменение угла $d\beta$. И так как при $\psi = 0$ угол $\beta = 0$, то постоянная интегрирования будет равна нулю.

С другой стороны угол $\alpha = \pi/2 - \beta$. И поскольку значение угла β уже известно, то можно определить и угол α (формула № 5).

При переходе к прямоугольной системе координат, поскольку угол α теперь известен, можно получить формулы № 6, а на их основе — формулы № 7. Но эти формулы, к сожалению, элементарно не интегрируются, поэтому координаты x и y приходится находить численным интегрированием — это формулы № 8. При этом значение α_i определяется по формуле № 5.

Результаты расчета формы поршневого кольца в свободном состоянии по целому ряду причин удобнее представлять в полярной системе координат, для чего при $0 \leqslant \alpha \leqslant \pi/2$ можно использовать формулы № 9, а при $R \leqslant x \leqslant 2R$ и $\pi/2 \leqslant \alpha \leqslant \pi$ — формулы № 10.

Такова методика, предложенная А.Я. Александровым. Она позволяет с высокой точностью определять форму поршневого кольца в свободном состоянии, так как ее точность зависит только от выбора шага численного интегрирования. Однако она, к сожалению, не дает рекомендаций, как в расчете формы поршневого кольца учесть аккомодацию материала кольца при его механической обработке и сжатиях в круг в технологическом процессе обработки свободного кольца, а также неравномерности остаточных формоизменений по периметру поршневого кольца и условного модуля упругости материала.

Возможность предложить такие рекомендации сейчас есть: это результаты экспериментальных исследований по изучению физической нелинейности упругих свойств специальных и легированных чугунов, из которых изготавливают поршневые кольца современных тракторных и автомобильных ДВС. Наиболее интересные рекомендации приведены В.П. Молдовановым [2].

Он установил, что остаточные деформации C_φ в поршневых кольцах из-за напряжений, возникающих в материале в процессе их изготовления и при их установке на поршень, а также в процессе эксплуатации, можно аппроксимировать функцией, записанной в виде формулы № 11. Значения коэффициентов b и n выбираются в зависимости от условий аккомодации и особенностей механической обработки рабочих поверхностей колец.

Функция E_ψ суммарного изменения модуля упругости материала кольца в зависимости от неоднородности его структуры и напряжений по периметру кольца может быть представлена формулой № 12. При этом значение коэффициента a непостоянства модуля упругости по периметру поршневого кольца дает формула № 13. Приняв за основу формулу № 5, предложенную А.Я. Александровым, а также учитывая неравномерность остаточных формоизменений (формула № 11) и условного модуля упругости (формула № 12) по периметру поршневого кольца, установленные В.П. Молдавановым, автор получил уточненную формулу по определению угла α_y наклона касательной к осевой лини кольца (формула № 14).

Эта формула учитывает неравномерность упругих свойств материала кольца, изменяющихся по его длине. Решать ее следует методами численного интегрирования. Что же касается дальнейшего расчета формы поршневого кольца в свободном состоянии, то он выполняется по формулам № 8...10.

Предлагаемая методика неоднократно проверена на точность теоретическими и экспериментальными исследованиями, внедрена на ряде предприятий страны и полностью оправдала возлагаемые на нее надежды: дает результаты, гораздо более близкие к фактическим, чем любые другие из существующих методов.

Литература

1. Александров А.Я. Расчет поршневых колец малой жесткости // Тр. НИЖТ. 1952. № 82.
2. Молдаванов В.П. Исследование влияния механических свойств материала и обоснование допускаемых напряжений. Дис. ... канд. техн. наук. Саратов: СИМСХ, 1974.

УДК 629.3.021

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА МАНЕВРИРОВАНИЯ МНОГООПОРНЫХ ПЛАТФОРМ

Канд. техн. наук **С.Б. ВЕРЕЩАГИН**, д-р техн. наук **Г.И. ГЛАДОВ**, **Л.В. ДЕМИДОВ**

МАДИ (ГТУ) (499. 155-04-18)

Представлены некоторые зависимости, применяемые при расчете траектории движения многоопорных самоходных большегрузных транспортных средств (МСБТС).

Ключевые слова: *многоопорные самоходные большегрузные транспортные средства (МСБТС), маневренность, система управления.*

Vereshagin S.B., Gladov G.I., Demidov L.V.

FATURES OF MANOEUVRING MULTISUPPORTING PLATFORMS

The dependences in calculating the trajectory of motion multisupporting self propelled heavy vehicles are presented.

Keywords: *multisupporting self propelled heavy vehicles, maneuverability, control system.*

Многоопорные самоходные большегрузные транспортные средства (МСБТС) распространены довольно широко, и они разнообразны. С их помощью на значительные расстояния перевозятся тяжелые крупногабаритные неделимые грузы (рис. 1) как по дорожной

Рис. 1. МСБТС для перевозки труб больших диаметра и длины

сети, так и вне ее. Однако собственного серийного производства МСБТС в России нет, а почти все имеющиеся изготовлены за рубежом. Тех же немногих специалистов, которые занимаются исследованиям таких транспортных средств, немного. Поэтому и вопросам разработки таких АТС, в том числе наиболее сложной системы — системы управления, в работах отечественных авторов внимания уделено недостаточно [1].

Исходя из этой ситуации, авторы предлагаемой вниманию читателей статьи считают не только возможным, но и необходимым высказать свою точку зрения на некоторые аспекты движения МСБТС.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\alpha_2 = \mathrm{arctg}\left(\frac{2L_2 \sin\gamma_2}{L_0}\right)$	L_2 — расстояние от основной точки следующего звена МСБТС до оси приведенного колеса; L_0 — расстояние между опорными точками груза
2	$\gamma_1 + \gamma_2 = \varphi$	γ_2 — угол складывания соединенной рамы и следующего звена МСБТС; γ_1 — угол складывания груза; β — угол поворота между продольными осями впереди идущего звена и идущего звена относительно звена следующего
3	$\gamma_1 = \beta - \frac{R\beta^2}{2L_0}$; $\gamma_2 = \frac{R\beta}{2L_0}$	R — радиус поворота МСБТС
4	$\gamma_1 = \frac{R\beta^2}{2L_0}$; $\gamma_2 = \beta - \frac{R\beta^2}{2L_0}$	—
5	$\gamma_1 = \gamma_2 = \frac{L_0}{2R}$	—
6	$\alpha_2 = \frac{2L_0}{L_0}(K_2\gamma_2 - K_1\gamma_1)$	—
7	$\alpha_{2\text{ср}} = \frac{R}{L_0}\int_0^{\beta}\frac{2L_2}{L_0}(K_2\gamma_2 - K_1\gamma_1)$	—
8	$K_2 = 2K_1$	—
9	$\alpha_{2\text{ср}} = \frac{2L_2}{L_0}(K_2\gamma_2 - K_1\gamma_1) = \frac{2L_2\gamma_2}{L_0}$	—
10	$K_2 = K_1 + 1$	—
11	$\alpha_{2\text{ср}} = \frac{R}{L_0}\int_{L_0/R}^{0}\frac{2L_2}{L_0}(K_2\gamma_2 - K_1\gamma_1)d\eta = \frac{L_2}{R}$	$\eta = \frac{R}{L_0} - \beta$
12	$K_2 = 0{,}5K_1 + 1{,}5$	—
13	$\alpha_2 = \frac{2L_2}{L_0}(2\gamma_2 - \gamma_1)$	—
14	$\dot{\varphi}_1 = \frac{v_1 \sin\alpha_1}{L_1}$; $\dot{x}_1 = v_1\cos\alpha_1\sin\varphi$; $\dot{y}_1 = v_1\cos\alpha_1\sin\alpha_1$; $\dot{\varphi}_2 = \frac{v_2\mathrm{tg}\alpha_1}{L_2}$; $\dot{x}_2 = v_1\cos\varphi_2$; $\dot{y}_2 = v_2\sin\varphi_2$	$\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ — угловая скорость поворота первого и второго звена соответственно; $\dot{x}_1, \dot{x}_2$ — проекции скоростей движения звеньев на ось X; $\dot{y}_1, \dot{y}_2$ — проекции скоростей движения звеньев на ось Y
15	$v_2 = \frac{v_1\cos\alpha_1\cos\gamma_1}{\cos\gamma_2}$	—
16	$y_1 = \varphi_1 - \mathrm{arctg}\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{x_1 - x_2}$; $y_2 = \mathrm{arctg}\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{x_1 - x_2} - \varphi_2$	—
17	$\Delta\varphi_{\text{вх}} = \Delta\varphi_{\text{вых}} = \int_0^t \frac{v_1 \sin\alpha_1}{L_1} = dt = \frac{v_1\left[1 - \cos\left(\mathrm{arctg}\, L_1/R\right)\right]}{L_1}$	—
18	$\varphi_{\text{кр}} = \frac{v_1 \sin\left[\mathrm{arctg}\, L_1/R\right]}{L_1}$	—

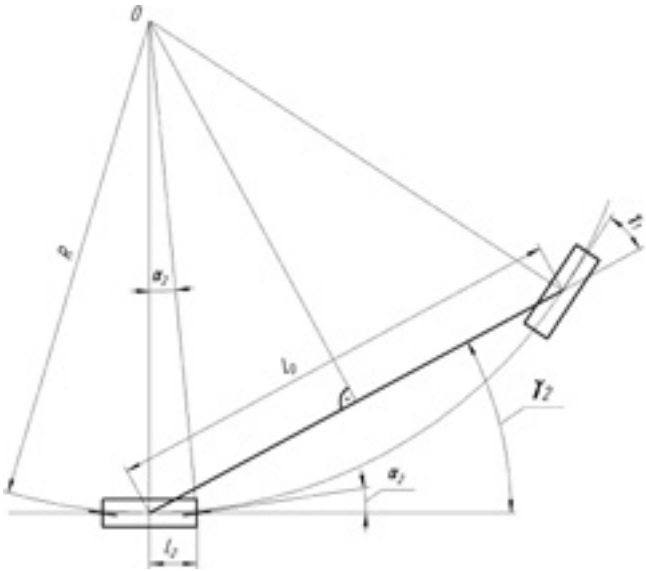


Рис. 2. Расчетная схема движения МСБТС в повороте

Основная проблема при создании системы управления МСБТС с точки зрения ее формулирования предельно проста и очевидна: обеспечить совпадение траекторий движений впереди идущего и следующего за ним звеньев сочленного транспортного средства [2]. Однако с точки зрения реализации она, наоборот, чрезвычайно сложна. Об этом говорит тот факт, что в настоящее время для решения задачи и в России, и за рубежом используются системы ручного управления поворотом, расположенные на идущем сзади звене МСБТС. В век автоматики — не лучшее из решений: автоматическое управление позволило бы, например, довольно легко перенастраивать алгоритм управления поворотом колес при изменении габаритных размеров и массы перевозимого груза, управлять транспортным средством одному оператору и т. д. Но этого пока нет. Хотя, казалось бы, принцип поворота колес следующего транспортного звена лежит на поверхности: управление в зависимости от угла между продольными осями этого звена и перевозимого груза (рис. 2) В данном случае угол α_2 поворота приведенного колеса следующего транспортного звена при круговом движении МСБТС будет определяться по формуле № 1 (см. таблицу).

Транспортное средство не может избежать неустановившегося движения, например во время входа в поворот (рис. 3). При этом угол складывания между продольными осями впереди идущего звена и груза (γ_1), а также между продольными осями груза и следующего звена (γ_2) в общем случае связан с углом поворота β предыдущего звена относительно следующего звена (формула № 2). Однако если учесть, что углы поворотов достаточно малы, то данную связь можно записать формулами № 3.

При оценке выхода из поворота (рис. 4) эти формулы просто меняются местами (формулы № 4), а при установившемся круговом движении углы складывания равны между собой (формула № 5).

Из сказанного выше следует, что угол γ_1 складывания на начальной стадии переходных участков поворота изменяется более интенсивно, чем угол складывания γ_2. Это обстоятельство и определяет использование для установки угла α_2 поворота колес последующего звена. В таком случае закон управления поворотом выражается формулой № 6, входящие в нее коэффициенты K_1 и K_2 — есть коэффициенты корректирующие [3], зависящие от траектории движения МСБТС (вход в поворот, круговое движение, выход из поворота).

Далее рассмотрим вход в поворот впереди идущего звена до момента входа в поворот следующего звена автопоезда, при этом среднее значение ($\alpha_{ср}$) угла поворота приведенного колеса последующего звена должно быть равно нулю (формула № 7). Иначе движение АТС, очевидно, невозможно.

Подставив формулу № 2 в формулу № 6, получаем формулу № 8.

Далее. На круговом участке поворота коэффициенты K_1 и K_2 обеспечивают совпадение траекторий движения впереди идущего и следующего за ним звеньев

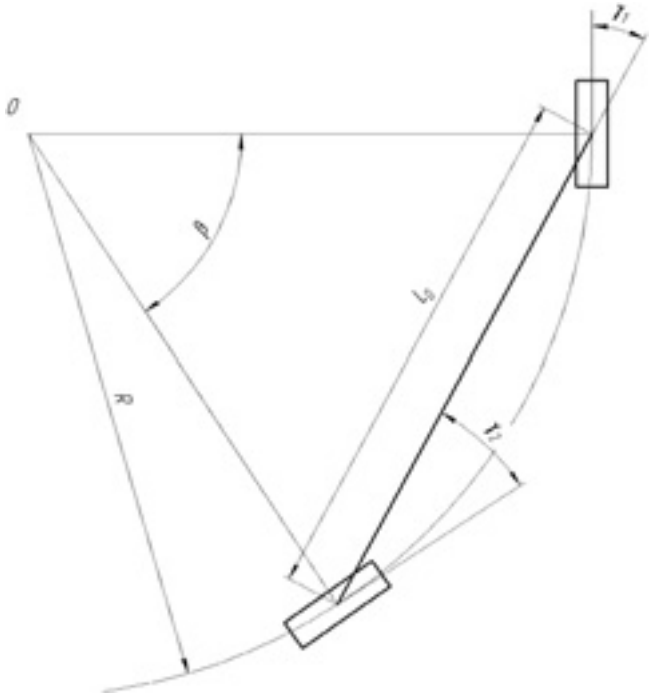


Рис. 3. Расчетная схема входа МСБТС в поворот

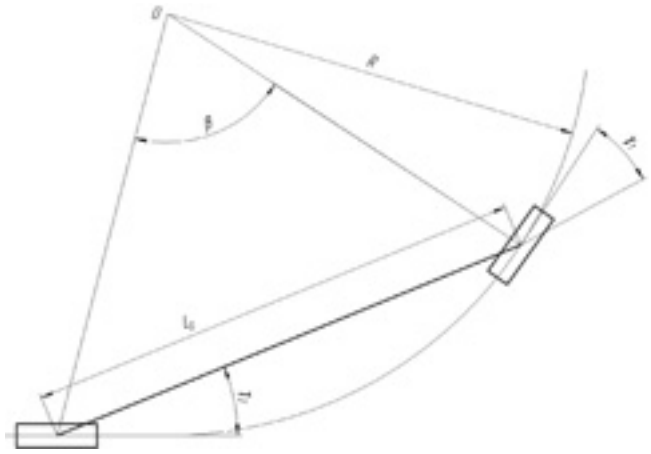


Рис. 4. Расчетная схема выхода МСБТС из поворота

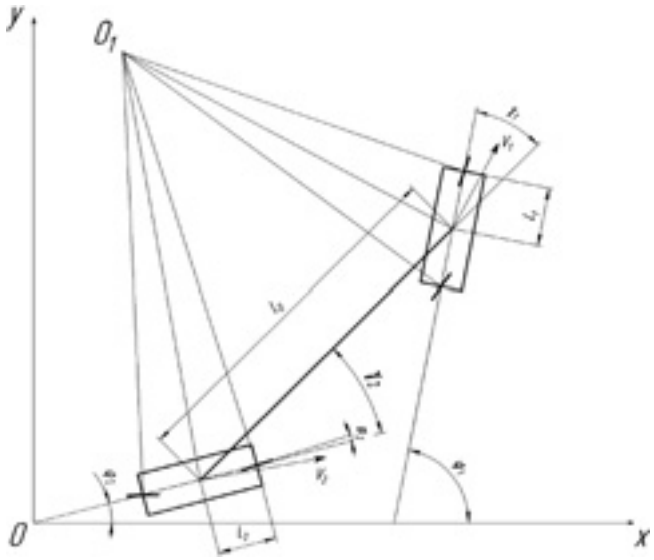


Рис. 5. Расчетная схема движения сочлененного МСБТС

АТС только при условии, записанном в виде формулы № 9. И так как в этом случае углы складывания звеньев одинаковы, то можно записать формулу № 10. Затем, решая совместно уравнения № 8 и 10, получим, что $K_1 = 1$ и $K_2 = 2$.

При движении МСБТС с момента выхода из поворота впереди идущего звена до выхода из поворота следующего звена угол поворота $\alpha_{2ср}$ приведенного колеса последующего звена должен быть равен углу поворота приведенного колеса, соответствующему круговому движению МСБТС (формула № 11). После ее преобразования получим формулу № 12.

Становится совершенно очевидным, что угол поворота приведенного колеса следующего за предыдущим звена можно определить по формуле № 13. Этот угол и обеспечивает совпадение траекторий звеньев МСБТС, или, в крайнем случае, сводит к минимуму сдвиг траекторий звеньев МСБТС на переходных участках криволинейного движения.

На основе приведенных выше формул авторы создали математическую модель криволинейного движения сочлененных платформ. При этом были сделаны следующие допущения: рассматриваемая модель МСБТС — плоская; боковой увод ее шин — не учитывается; скорость движения МСБТС — постоянна.

Расчетная схема движения сочлененного транспортного средства приведена на рис. 5. На нем: L_0 — расстояние между опорными точками груза; L_1, L_2 — расстояния от средней точки до оси приведенного колеса платформы; α_1, α_2 — углы поворота приведенных колес платформ; φ_1, φ_2 — курсовые углы звеньев; γ_1, γ_2 — углы складывания; O_1 — кинематический центр поворота; v_1, v_2 — векторы скорости впереди идущей и следующей платформ.

Криволинейное движение сочлененного транспортного средства, согласно модели, нужно рассчитывать с помощью системы уравнений, часть которых описывает движение впереди идущей платформы, а часть — следующей (формулы № 14). При этом скорость v_2 средней точки следующей за предыдущей платформы определяется по формуле № 15. Углы γ_1 и γ_2 складывания — по формулам № 16, изменение $\Delta\varphi_{вх}$ курсового угла транспортного средства на участках его входа и выхода — по формуле № 17. Скорость $\varphi_{кр}$ изменения курсового угла следующего звена для участка установившегося кругового движения — по формуле № 18.

Литература

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
2. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М.: Машиностроение, 1986. — 136 с.
3. Гладов Г.И. Зависимость маневренных свойств большегрузных автопоездов от параметров системы управления поворотом // Известия вузов. Машиностроение. — № 3. — С. 40—42.

УДК 656.073.4

ПОЛОЖЕНИЕ МАНИПУЛЯТОРА МУСОРОВОЗА И СТЕПЕНЬ ЕГО НАГРУЖЕННОСТИ

Д-р техн. наук **Н.В. ЛОБОВ, Д.В. МАЛЬЦЕВ, Е.М. ГЕНСОН**
Пермский НИПУ (342. 219-80-68)

Рассматривается влияние положения манипулятора мусоровоза на степень загрузки его рабочих органов.

Ключевые слова: *мусоровоз, манипулятор, гидроцилиндр излома стрелы, масса мусора.*

Lobov N.V., Maltcev D.V., Genson E.M.

POSITION OF MANIPULATOR OF GARBAGE TRUCK AND RANGE ITS STRESS LOADING

The influence of position manipulator of a garbage truck on the accuracy of loading its endpoints is considered.

Keywords: *garbage truck, manipulator, hydraulic cylinder manipulator fracture, mass of solid waste.*

В настоящее время бытовые отходы и отходы производства стали не просто проблемой, а бедой населенных пунктов, особенно больших городов. Для ее решения создан огромный парк автомобилей-мусоровозов, оснащенных манипуляторами погрузки-разгрузки. Однако эта работа во многом носит случайный характер. Итог — многочисленные поломки манипуляторов, потому что их разработчики ориентируются на "среднюю" массу твердых бытовых отходов (ТБО). Хотя ни для кого не секрет, что с отходами часто выбрасывается и строительный мусор, и многое другое, плотность которого в несколько раз выше плотность ТБО.

И выход из создавшегося положения только один — контроль массы отходов, поднимаемых манипулятором мусоровоза. И особых проблем с организацией такого контроля, в общем-то, нет: масса, перемещаемая манипулятором мусоровоза, напрямую связана с давлением рабочей жидкости в системе силового гидроцилиндра.

Такая зависимость очевидна. Но ею, как ни странно, ни один из производителей не воспользовался. Более того, никто так и не знает, какое из положений манипулятора следует считать расчетным, т. е. наиболее опасным с точки зрения нагруженности его основного силового сегмента — гидроцилиндра.

Авторы предлагаемой статьи решили восполнить этот пробел, для чего провели комплекс исследова-

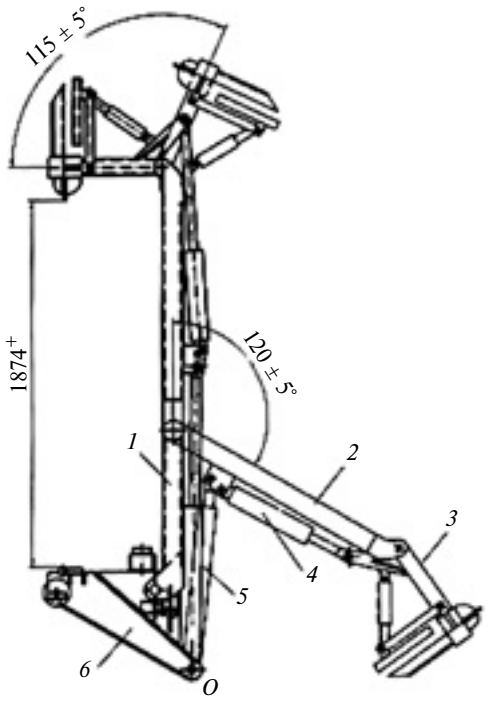


Рис. 1. Схема манипулятора мусоровоза МК-20:
1, 2, 3, 6 — звенья манипулятора; *4* — гидроцилиндр опрокидывания бака; *5* — гидроцилиндр излома стрелы

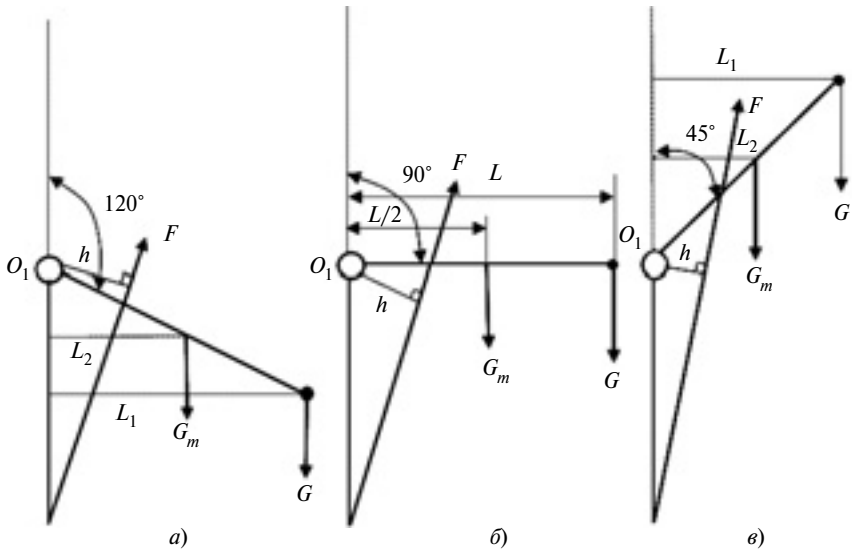


Рис. 2. Схемы основных положений стрелы, принятые при графоаналитическом расчете манипулятора при α = 120° (а); α = 90° (б) и α = 45° (в)

ний, в качестве объекта которого взяли всем известный мусоровоз МК-20 с боковой загрузкой [1].

Схема исполнительных гидроцилиндров манипулятора этого мусоровоза приведена на рис. 1. В нее входят гидроцилиндр *5* излома стрелы манипулятора, гидроцилиндр *4* опрокидывания бака и звенья *1*, *2* и *6*. То есть манипулятор рассматриваемого мусоровоза с точки зрения кинематики представляет собой трехзвенный механизм с вращательными сочленениями.

Траектория движения механизма включает восемь операций: подъем с опорной площадки — поворот — опускание — захват мусорного бака — его подъем — разворот в сторону кузова мусоровоза — опускание — возврат в исходное положение.

Очевидно, что три первых операции и последнюю рассматривать смысла нет: они выполняются практически без нагрузки. То же самое можно сказать о четвертой и седьмой операциях. Потому что основой данного метода является фиксация подъемного устройства при замерах в постоянном положении для исключения погрешностей, вызванных пространственным положением подъемного устройства, усилием на штоке гидроцилиндра излома стрелы от его разворота и опускания в кузов мусоровоза. При этом для исключения влияния силы тяжести звена *1* манипулятора будем считать, что во время подъема он всегда находится в вертикальном положении, а звено *3* в момент подъема бака с ТБО — в одном и том же положении.

Благодаря этому допущению расчетная схема манипулятора может быть представлена как единое звено (рис. 2), состоящее из звеньев *2* и *3*, которое перемещается вокруг точки O_1. При этом стрела может занимать три положения.

На рассматриваемом мусоровозе стрела манипулятора установлена так, что гидроцилиндр ее излома в исходном положении полностью втянут, угол α ее поворота равен 120° (рис. 2, *а*); плечо действия силы *G* относительно точки O_1 максимально — α = 90° (рис. 2, *б*); угол α = 45° (рис. 2, *в*).

Так как система должна находиться в равновесном состоянии, то усилие *F* на штоке гидроцилиндра определяется на основании закона сохранения момента относительно точки O_1, т. е. по формуле:

$$F = GL_1 + G_m L2h,$$

где *G* — сила веса бака с ТБО; $L_1 = L\sin\alpha$; $L_2 = 0{,}5L\sin\alpha$ — плечи действия сил G_1 и G_m относительно точки O_1; *L* — длина составного звена манипулятора; G_m — сила веса составного звена манипулятора; *h* — плечо действия силы *F* относительно точки O_1.

И поскольку изменение положения гидроцилиндра излома стрелы незначительно, то можно считать, что *h* = const.

Расчет выполнялся при силе веса пустого бака, равной 900 Н, и манипулятора G_m = 2000 Н.

Формализованная зависимость усилия $F = f(\alpha)$ приведена на рис. 3. Как из него видно, при уменьшении угла α со 120 до 90° усилие *F* на штоке гидроцилиндра возрастает, и своего максимума оно достигает при α = 90°. При дальнейшем же уменьшении угла α, т. е. при подъеме бака, усилие *F* уменьшается. Причина — изменение плеч действия сил *G* и G_m.

Для проверки расчета, выполненного графоаналитическим методом, авторы провели эксперимент. Для этого в магистраль нагнетания рабочей жидкости к гидроцилиндру излома стрелы манипулятора мусоро-

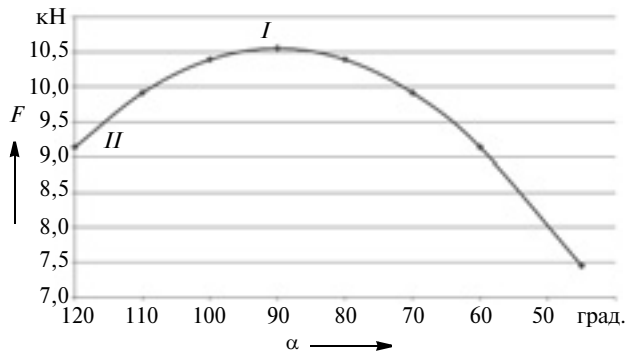


Рис. 3. Зависимость усилия на штоке гидроцилиндра манипулятора от угла его поворота:

I, II — оцениваемые точки характеристики

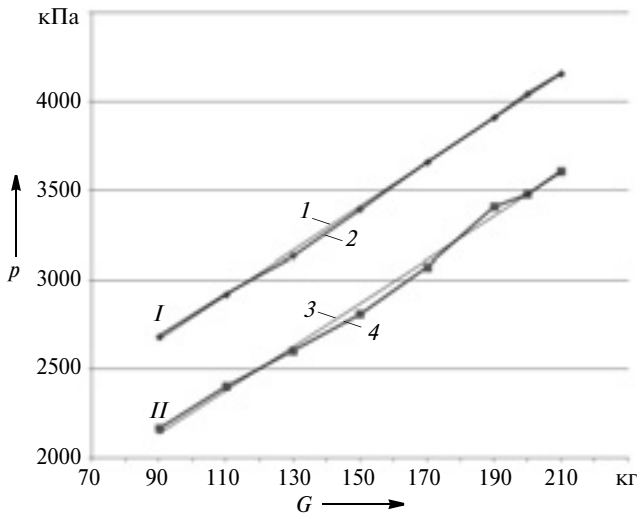


Рис. 4. Зависимость давления в гидросистеме мусоровоза от угла загрузки манипулятора и его поворота:

1 — α = 90° (расчет); *2* — α = 90° (эксперимент); *3* — α = 120° (расчет); *4* — α = 120° (эксперимент); *I, II* — оцениваемые точки характеристики

воза установили индуктивный датчик, который фиксировал изменение давления этой жидкости при работе манипулятора в двух основных его положениях — при α = 120° и α = 90°. Результаты этого эксперимента, приведенные на рис. 4, полностью подтвердили расчет: α = 90° опаснее α = 120°.

Таким образом, контрольной точкой, в которой нужно измерять давление в гидросистеме привода манипулятора мусоровоза является α = 90°. Для проверки адекватности расчетов решили и обратную задачу: определили усилие F на штоке гидроцилиндра излома стрелы при полученном расчетном давлении рабочей жидкости в гидросистеме и заданной площади поршня гидроцилиндра (S = 0,004 м^2). Итог: при давлениях, соответствующих точкам *I* и *II* на рис. 4, усилие A на штоке гидроцилиндра составило 10 592 и 8 660 Н соответственно, что четко коррелируется с усилиями в точках *I* и *II*, представленными на рис. 3. То есть этот эксперимент подтвердил теоретическую зависимость.

Из всего, что сказано выше, ясно, что, во-первых, положение манипулятора мусоровоза напрямую связано с давлением рабочей жидкости в гидросистеме, следовательно, при отсутствии устройства контроля этого давления могут возникнуть обстоятельства, при которых манипулятор может выйти из строя; во-вторых, чтобы исключить такую возможность, мусоровозы нужно оснащать измерителями давления; в-третьих, при проектировании манипуляторов мусоровозов в качестве критического диапазона углов их поворота с нагрузкой следует принимать α = 120...90°.

И главный вывод: для контроля перегрузки манипулятора мусоровоза достаточно фиксировать давление рабочей жидкости в момент отрыва бака с ТБО от земли.

Литература

1. Мусоровоз МК-20. Руководство по эксплуатации.

УДК 629.1.036

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ РЕАЛИЗУЕМОЙ СИЛЫ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПО КРУТИЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ ШИНЫ И ЕЕ ЖЕСТКОСТИ

Кандидаты техн. наук **Л.А. РЫЖИХ, Д.Н. ЛЕОНТЬЕВ, А.В. БЫКАДОРОВ**

Харьковский НАДУ (+38097. 943-78-85)

Рассматривается физическая модель взаимодействия эластичной автомобильной шины с опорной поверхностью, построенная на основе интерполяции экспериментальных данных о ее жесткости и деформационных свойствах.

Ключевые слова: *реализуемая сила сцепления, крутильная жесткость, угол закрутки шины, модель шины.*

Ryzhykh L.A., Leontev D.N., Bykadorov A.V.

DETERMINATION LONGITUDINAL TIRE FORCE USING TWIST ANGLE AND STIFFNESS PROPERTIES OF THE TIRE

The physical tire model based on interpolation of the experimental data of its stiffness and deformation tire properties is described.

Keywords: *longitudinal tire force, torsional stiffness of the tire; tire model.*

Описание процесса взаимодействия шины с опорной поверхностью — основа моделирования динамики движения автомобиля.

Взаимодействие эластичной шины с опорной поверхностью определяется прежде всего ее сцепными свойствами, которые в теории автомобиля оценивают величиной реализуемого сцепления, т. е. удельной тормозной или тяговой силой (формула № 1 в табл. 1). И поскольку продольная реализуемая сила R_x сцепления — параметр, который зависит от очень многих факторов (скорости v_a движения автомобиля, нагрузки R_z на колесо, давления p_w воздуха в шине, ее конструкции и материала, рисунка протектора и степени его износа, момента $J_к$ инерции колеса, величины подводимого тормозного момента $M_т$, а также типа и состояния дорожного покрытия), то все исследователи ищут связь f_x именно с этими факторами или их комбинациями.

Так, авторы работ [1, 2], основываясь на экспериментальных данных, предлагают зависимости, описывающие связь реализуемой силы сцепления колеса с

опорной поверхностью и его относительным проскальзыванием S. Но поскольку в основу этих зависимостей положены постоянные коэффициенты, которые в большинстве случаев заранее не известны, то полученные с их помощью результаты (с точки зрения точности) не всегда адекватны.

Между тем, общеизвестно, что кривая изменения продольной реализуемой силы сцепления имеет три характерно выраженные точки (рис. 1): при силе R_{x_0} сопротивления качению в случае свободного качения, т. е. при $S = 0$; при максимальной реализуемой силе $R_{x\,\max}$ сцепления колеса с опорной поверхностью в случае его критического скольжения (буксования), который соответствует $S_{кр} \approx 0{,}15...0{,}30$; при реализуемой силе $R_{x\,бл}$ сцепления колеса с опорной поверхностью при полном его скольжении (буксовании) колеса ($S = 1$). Значит, для построения кривой изменения продольной реализуемой силы сцепления от проскальзывания необходимо как минимум знать значения параметров R_x и S в этих характерно выраженных точках. Чего, повторяем, называемые выше эмпирические зависимости сделать не позволяют.

Авторы считают, что для решения задачи возможен другой путь.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f_x = \dfrac{R_x}{R_z}$	—
2	$R_x = \dfrac{C_x X}{r_д}$	—
3	$C_x = \left(1 - \dfrac{A_0 e^{-10 A_1 p_w^2}}{g C_x^{p_{\max}}}\right)(635 \ln R_z - 5060)$	A_0, A_1 — коэффициенты; p_w — давление воздуха в шине; g — ускорение свободного падения
4	$A_0 = \dfrac{10^3 C_x^{p_{\min}}}{e^{A_1 p_{\min}}}$; $A_1 = \dfrac{\ln\left(C_x^{p_{\max}} / C_x^{p_{\min}}\right)}{P_{\max} - p_{\min}}$	$p_{\max}$, $p_{\min}$ — максимально и минимально допустимые давления в шине; $C_X^{\max}$, $C_X^{\min}$ — экспериментально определяемые значения крутильной жесткости шины при максимально и минимально допустимом значении давления воздуха в шине
5	$X = \dfrac{R_x r_д}{C_x}$; $R_x r_д = M_т - J_к \dfrac{d\omega_к}{dt}$	$M_т$ — тормозной момент; $J_к$ — момент инерции колеса; $\omega_к$ — угловая скорость вращения колеса
6	$X_{\max}^{v_к} = 1 - B_0 e^{B_1 v_к}$	B_0, B_1 — коэффициенты
7	$B_0 = \dfrac{1 - X_{\max}^{v_к^{\min}}}{e^{B_1 v_к^{\min}}}$; $B_1 = \dfrac{\ln\left(\dfrac{1 - X_{\max}^{v_к^{\max}}}{1 - X_{\max}^{v_к^{\min}}}\right)}{v_к^{\max} - v_к^{\min}}$	$X_{\max}^{v_к^{\max}}$, $X_{\max}^{v_к^{\min}}$ — экспериментально выведенные значения угла закрутки шины при максимальных и минимальных скоростях вращения колеса
8	$X_{бл}^{v} = C_0 e^{C_1 v}$	C_0, C_1 — коэффициенты
9	$C_0 = \dfrac{X_{бл}^{v_{\min}}}{e^{C_1 v_{\min}}}$; $C_1 = \dfrac{\left(\dfrac{X_{бл}^{v_{\max}}}{X_{бл}^{v_{\min}}}\right)}{v_{\max} - v_{\min}}$	$X_{бл}^{v_{\max}}$, $X_{бл}^{v_{\min}}$ — экспериментально определяемые углы закрутки шины при максимально и минимально возможных скоростях движения АТС
10	$X_{\max} = \varphi(2{,}22 - 2{,}06 e^{0{,}0018 v_к})$; $X_{бл} = 0{,}105 \varphi e^{-0{,}001861 v}$	—
11	$X = \dfrac{aS}{b + cS + S^2} + X_0$	a, b, c — коэффициенты
12	$a = \dfrac{(X_{\max} - X_0)(X_{бл} - X_0)(1 - S_{кр})}{X_{\max} - X_{бл}}$; $b = S_{кр}^2$; $c = \dfrac{(X_{бл} - X_0)\left(1 + S_{кр}^2\right) - 2 S_{кр}(X_{\max} - X_0)}{X_{\max} - X_{бл}}$	—

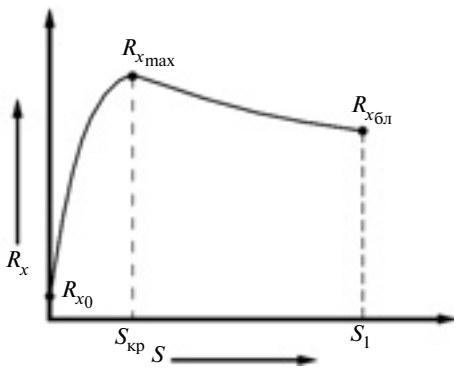


Рис. 1. Характерные точки на кривой изменения реализуемой силы сцепления колеса с опорной поверхностью от скольжения (буксования) колеса

Анализируя альтернативные теории описания продольной реализуемой силы сцепления колеса с опорной поверхностью, основанные на свойствах шины и ее взаимодействии с опорной поверхностью, они обратили внимание на так называемую теорию крипа [3], в основу которой положено предположение, что реализуемую в пятне контакта шины с опорной поверхностью силу можно представить в виде произведения крутильной жесткости C_x шины на угол X ее закрутки, отнесенное к динамическому радиусу $r_д$ колеса (формула № 2).

Теория крипа интересна тем, что составляющие формулы № 2 позволяют учесть влияние динамически меняющихся факторов — крутильной жесткости, которая характеризует физическое свойство шины, и угла ее закрутки, что позволяет учесть влияние сцепных свойств пары трения "шина—опорная поверхность". Главное же, информация об изменении параметров в научно-технической литературе есть. Например, значения крутильной жесткости различных типоразмеров шин приводятся в работах В.И. Кнороза [4] и др.

Основываясь на них, авторы статьи получили эмпирическую зависимость (формула № 3), которая позволяет описать изменение крутильной жесткости шины от давления p_w воздуха в ней и нагрузки R_z на колесо. Эта зависимость справедлива для шин грузоподъемностью до 45 кН (входящие в формулу № 3 коэффициенты A_0 и A_1 подсчитываются по формулам № 4).

С углом X закрутки шины — сложнее: в специальной литературе о влиянии различных факторов на данный угол сообщается мало. В связи с этим авторы предлагают следующую гипотезу: угол X закрутки шины зависит от скорости $v_к$ вращения колеса и типа опорной поверхности.

Чтобы ее проверить, на кафедре автомобилей Харьковского НАДУ провели факторный стендовый эксперимент, который позволил исследовать качение автомобильного колеса в тормозном режиме с эффективностью, близкой к максимальной. (Параметры экспериментальной установки: динамический радиус $r_д$ автомобильного колеса — 0,485 м, тормозная камера — тип 20, радиус $r_б$ бегового барабана — 0,48 м, момент $J_с$ инерции массы стенда — 780 кг·м^2, момент $J_к$ инерции колеса — 16 кг · м^2.)

В ходе этих исследований угол X закрутки шины определялся, исходя из формулы № 2. При этом получилась формула № 5, в которой произведение $R_x r_д$ было получено экспериментальным путем.

Результаты экспериментальных исследований для удобства анализа были сведены в табл. 2. Как из нее видно, угол X закрутки шины изменяется независимо от изменения крутильной жесткости C_x шины, нагрузки R_z на колесо и начальной скорости $v_т$ торможения в среднем от 0,0489 до 0,0716 рад. Причем максимальное значение этого угла для шины 11-R20, которая была объектом экспериментов, при торможении на поверхности с коэффициентом φ трения, равным 0,45, существенно зависит только от скорости $v_к$ вращения колеса при критическом $S_{кр}$ его проскальзывании. При этом следует отметить, что коэффициент φ трения и реализуемое сцепление f_x приравнять можно не всегда, так как первый характеризует опорную поверхность, с которой взаимодействует шина заблокированного колеса, а второе является свойством эластичной шины катящегося колеса.

Таблица 2

№ факторного эксперимента	Нагрузка R_z, приходящаяся на колесо, Н	Крутильная жесткость C_x шины, Н · м/рад.	Реализуемое сцепление (f_x)	Максимальный угол закрутки шины ($X^{v_к}_{\max}$), рад.	Замедление j инерционного стенда, м/с^2
10	25 500	126 910,15	0,447	0,0440	3,40
20	25 500	126 910,15	0,486	0,0478	3,70
8	25 500	126 910,15	0,591	0,0583	4,50
19	25 500	126 910,15	0,595	0,0586	4,53
9	25 500	126 910,15	0,604	0,0595	4,60
17	25 500	126 910,15	0,608	0,0599	4,63
13	25 500	126 910,15	0,640	0,0630	4,87
7	25 500	126 910,15	0,652	0,0642	4,96
3	25 500	126 910,15	0,716	0,0705	5,45
12	17 150	124 779,89	0,776	0,0524	3,97
15	17 150	124 779,89	0,787	0,0531	4,03
6	17 150	124 779,89	0,865	0,0583	4,43
23	17 150	124 779,89	0,889	0,0599	4,55
24	17 150	124 779,89	0,969	0,0653	4,96
5	8800	101 515,75	1,222	0,0520	3,21
11	8800	101 515,75	1,321	0,0562	3,47
4	8800	101 515,75	1,409	0,0599	3,70
2	8800	101 515,75	1,451	0,0616	3,81
16	8800	101 515,75	1,470	0,0625	3,86
18	8800	101 515,75	1,527	0,0649	4,01
14	8800	101 515,75	1,588	0,0675	4,17
25	8800	101 515,75	1,652	0,0702	4,34
21	8800	101 515,75	1,660	0,0705	4,36
1	8800	101 515,75	1,854	0,0789	4,87
22	8800	101 515,75	1,854	0,0789	4,87

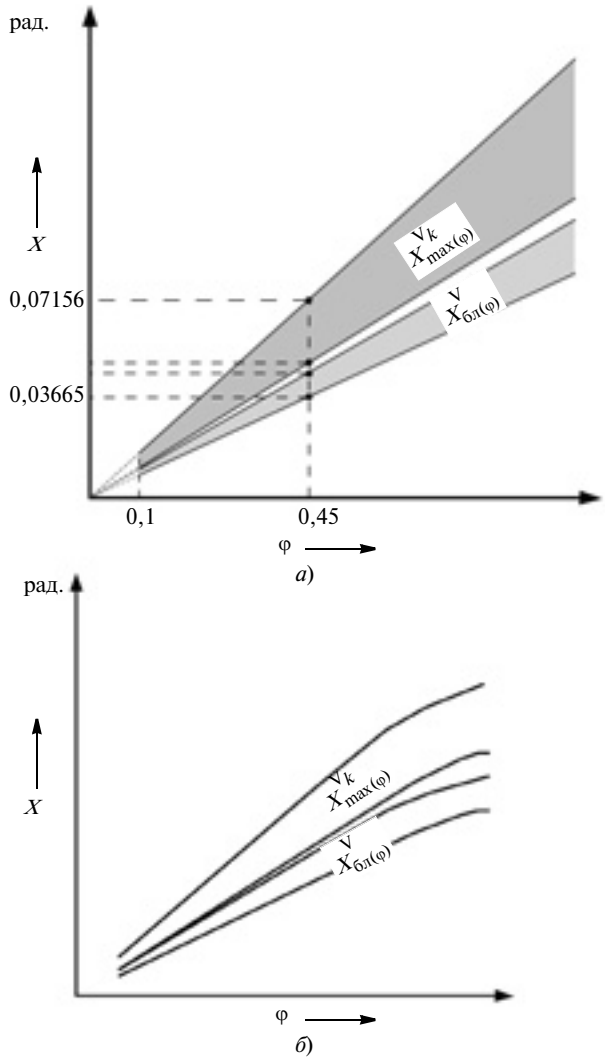


Рис. 2. Линейное (а) и нелинейное (б) представления зависимости изменения угла закрутки шины от коэффициента трения опорной поверхности в режиме торможения

На основе экспериментальных данных авторами получена эмпирическая зависимость, позволяющая учесть влияние скорости скольжения шины на ее максимальный ($X^{v_к}_{max}$) угол закрутки (формула № 6, коэффициенты B_0 и B_1 которой подсчитываются по формулам № 7).

Для описания общей картины взаимодействия шины с опорной поверхностью необходимо, как сказано выше, исследовать крутильную деформацию шины и при 100%-м проскальзывании колеса, т. е. при $S = 1$. Что и было сделано. При этом авторы, наблюдая за процессом торможения колеса на большом инерционном стенде, обнаружили, что при блокировании колеса угол закрутки шины оказывается меньше, чем при наиболее эффективном торможении в случае качения колеса без блокирования (вторая характерная точка на рис. 1). Кроме того, диапазон его изменения — гораздо у́же. Причина состоит в том, что этот угол в случае заблокированного колеса существенно зависит только от линейной скорости перемещения центра колеса.

Кроме того, авторы составили эмпирическую зависимость, позволяющую учесть влияние скорости v линейного перемещения центра заблокированного колеса на угол закрутки его шины (формула № 8, коэффициенты C_0 и C_1 которой подсчитываются по формулам № 9).

При исследовании взаимодействия колеса с опорной поверхностью авторы сделали одно допущение: изменение угла закрутки колеса линейно зависит от свойств поверхности, с которой взаимодействует его шина (рис. 2, *а*). (На самом же деле изменение угла закрутки имеет нелинейный характер — по всей видимости, такой, как это показано на рис. 2, *б*.) И такое представление изменения этого угла в зависимости от коэффициента φ трения опорной поверхности отображают формулы № 10.

Затем, используя эти формулы, а также эмпирическую формулу, предложенную автором работы [2], можно смоделировать изменение X при изменении проскальзывания S в конкретных дорожных условиях. Но здесь следует учесть еще одно обстоятельство — то, что свободно катящееся колесо имеет определенный угол закрутки (X_0), который возникает в результате действия силы сопротивления качению. Тогда уравнение, описывающее изменение угла закрутки шины в зависимости от проскальзывания, дает формула № 11. (Входящие в нее коэффициенты рассчитываются по формулам № 12.)

Теперь, располагая формулами № 2, 3 и 11, не составляет труда описать изменение реализуемой силы сцепления. Результаты моделирования этой силы (в виде поверхности) и проекции экспериментально полученных ее значений (в виде точек) при качении автомобильного колеса в тормозном режиме с эффективностью, близкой к максимальной, при R_z = 25,5 кН приведены (в качестве примера) на рис. 3.

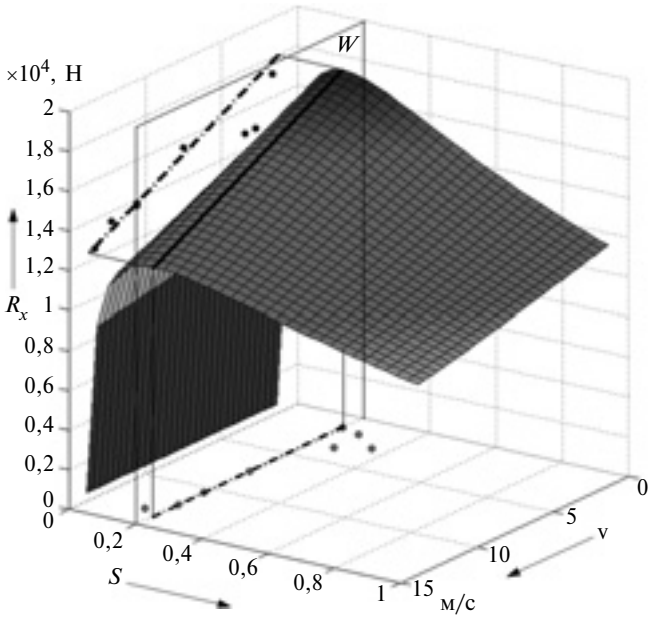


Рис. 3. Результаты моделирования и экспериментальные данные продольной реализуемой силы сцепления шины 11-R20 с опорной поверхностью при φ ≈ 0,45 и R_z = 25,5 кН

Рассмотренный выше подход к описанию взаимодействия эластичной шины с опорной поверхностью позволяет выполнять адекватное математическое моделирование динамики движения колесных транспортных средств в тормозном режиме с учетом жесткостных и деформационных свойств шин, установленных на них, а также оценивать распределение тормозных сил между их осями.

Литература

1. Pacejka H.B. Tire and vehicle dynamics: 2-rd edition/ Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. 642 p.
2. Mark Denny. The dynamics of antilock brake systems // European Jiurnal of Physics. 2006. V. 26. № 6. P. 1007—1016.
3. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. М.: Наука, 1989. — 272 с.
4. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. М.: Транспорт, 1976. — 240 с.
5. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Теория качения деформируемого колеса. М.: Наука, 1989. — 272 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 657.6

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕХНИЧЕСКОГО АУДИТА ДИЛЕРСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЯ

Канд. техн. наук **К.И. РАЗГОВОРОВ**
МГИУ (8.909. 928-34-32)

Представлены результаты технического аудита и рекомендаций по их использованию для повышения эффективности функционирования дилеров СТОА.

Ключевые слова: *дилерские предприятия автотехобслуживания, технический аудит, критерии и категории аттестации.*

Razgovorov K.I.

RESULTS TECHNICAL AUDIT OF DEALERSHIPS SERVICE STATIONS

Results technical audit and recomtndations of its using for raise of effeciveness of dilers function of STOA are presented.

Keywords: *dealers service stations, technical audit, certification criteria and categories.*

Основная задача автотехобслуживания — своевременное, качественное и полное удовлетворение потребностей владельцев автотранспортной техники в ее обслуживании и ремонте. Однако практика показывает: степень удовлетворения в нашей стране пока что остается на низком уровне. Чтобы установить причины такого положения, автор провел технический аудит нескольких московских дилерских СТОА, оценив наличие у них оборудования, используемого для ТО и ТР автомобилей, а также показателя деятельности производственных зон предприятий, складов запасных частей и материалов, уровня подготовки специалистов. Иначе говоря, проверить все то, с чем могут быть связаны большие простои автомобильной техники при ТО и ТР, невысоким качеством технических воздействий на автомобиль.

Такой подопытной группой стали дилерские СТОА группы "ИРИТО" — предприятия, которые осуществляют продажу легковых автомобилей, запасных частей и аксессуаров к ним, а также все виды обслуживания и ремонта (предпродажное, гарантийное, послегарантийное). Технико-экономические показатели этих СТОА приведены в табл. 1. По ним и была выполнена оценка деятельности данных СТОА по двум наиболее наглядным параметрам — выработке на один рабочий пост и объему запасных частей. Первый из них определяется расчетом: его получают делением общей трудоемкости $\Sigma T_{ТО,ТР}$ выполненных работ на число $Q_{рп}$ рабочих постов предприятия, второй — берется из соответствующего журнала учета.

Выполнив такую оценку, автор получил данные, приведенные в табл. 2.

Таблица 1

Показатель	СТОА						
	"Евроком-Автотрейд"	"МГК-сервис"	"Брук-лин"	"Народный-Авто"	ТСК "Авто Гермес 1"	ТСК "Авто Гермес 2"	ТСК "Авто Гермес 3"
Число рабочих постов	10	7	5	4	3	5	17
Число механиков	16	44	8	5	6	7	30
Продолжительность рабочего дня, ч	12	12	11	11	12	12	12
Нормо-часы	1250	274	555	169	188	865	600
Выручка, тыс. руб.:							
от предоставленных работ (услуг)	1500	288,032	568,477	214,486	210,385	2283,42	662,4
от реализованных запасных частей	915,061	221,883	347,623	200,215	132,209	1216,672	677,020
Итого, тыс. руб.	2415,061	509,915	916,111	414,701	342,594	3500,092	1339,420
Запасы склада, тыс. руб.	3469,532	498,513	3257,0	850,0	23,656	1443,550	296,600

Таблица 2

Оценочный параметр	СТОА						
	"Евроком-Автотрейд"	"МГК-сервис"	"Бруклин"	"Народный-Авто"	ТСК "Авто Гермес 1"	ТСК "Авто Гермес 2"	ТСК "Авто Гермес 3"
Выработка на один рабочий пост, нормо-ч	235	49	125	47	52	170	30
Стоимость складских запасов, тыс. руб.	3,4	0,6	3,3	0,8	0,8	1,4	0,25

Как видно из этой таблицы, СТОА резко отличаются между собой по обоим оценочным параметрам: по выработке на рабочий пост — в 7,8 раза (30 и 235 нормо-ч), по стоимости запасных частей на складах — в 14 раз (3,5 и 0,25 тыс. руб.). То есть, пост с загрузкой в 30 нормо-ч работает эффективно только три рабочих смены в месяц, а пост с 235 нормо-ч — 23 смены. Причем между выработкой и величиной складских запасов прослеживается очень четкая прямо пропорциональная зависимость. Что вполне объяснимо: владельцы автомобиля отказываются от ТО и ТР там, где нет запасных частей.

Дополнительным параметром, характеризующим эффективность функционирования СТОА, является наличие технологического и диагностического оборудования, применяемого при проведении ТО и ТР. Поэтому автор, занявшись технологическим аудитом рассматриваемой группы СТОА, воспользовался "Перечнем основного технологического оборудования, рекомендованного для оснащения предприятий, выполняющих услуги (работы) по ТО", в состав которого входит 58 наименований такого оборудования, и оценил все ли оно есть на семи рассматриваемых СТОА.

Как оказалось, и здесь картина получается довольно пестрой: у "Евроком-Автотрейд" из 58 наименований есть 40, у "МГК-сервис" — 46, у "Бруклин" — 42, у "Народный-Авто" — 33, у ТСК "Авто Гермес 1" — 53, у ТСК "Авто Гермес 2" — 45 и у ТСК "Авто Гермес 3" — 53. То есть степень оснащенности СТОА варьируется от 93 до 58 %.

Квалификация технического персонала, уровень его обученности — внутрипроизводственный параметр, характеризующий эффективность функционирования СТОА. Но от него зависит качество выполненных работ, а значит, и доверие владельцев автомобилей к предприятию. Повторные ремонты и рекламации в связи с неквалифицированным ремонтом оборачиваются материальными и трудовыми потерями, создают конфликтные ситуации в связи с претензиями автовладельцев. Поэтому при аудите исследуемых СТОА автор в качестве критерия оценки данного параметра принял сертификаты сотрудников СТОА, проходивших обучение. И по этому параметру в настоящее время особых проблем нет: все сотрудники СТОА такой сертификат имеют.

Исходя из всего, что сказано выше, автор считает необходимым применять более рациональные, чем используются сейчас критерии, по которым аттестовываются дилерские СТОА. Их суть, если коротко, сводится к следующему.

При прохождении аттестации дилерской СТОА по семи показателям насчитываются баллы, сумма которых определяет ее категорию (табл. 3). И если их сумма составляет 17...26 — СТОА присваивается третья категория, если 28...34 — вторая, если 35 и более —

Таблица 3

Показатель	Требования	Максимальное число баллов
Наличие производственной зоны слесарно-механического ремонта	Собственная	10
	Субподрядная	3
Наличие производственной зоны малярно-кузовного ремонта	Собственная	10
	Субподрядная	3
Уровень технической оснащенности	"Перечень рекомендованного оборудования"	5
Производственные площади, м^2	Минимум — 140	1
	200—600	2
	Более 600	3
Фактическая стоимость склада запасных частей, млн руб.	1—2,5	1
	2,5—5	2
	Более 5	3
Наличие эвакуатора	По договору аренды (подряда)	1
	Собственный эвакуатор	2
Квалификация персонала (наличие дипломов и аттестатов о прохождении обучения в "ИРИТО")		3
Наличие поста мойки		2

Таблица 4

СТОА	Количество набранных баллов	Категория
"Евроком-Авто-Трейд"	33	2
"МГК-сервис"	30	2
"Бруклин"	34	2
"Народный-Авто"	9	—
ТСК "Авто Гермес 1"	34	2
ТСК "АвтоГермес 2"	30	2
ТСК "Авто Гермес 3"	34	2

первая. Причем категория — не просто фиксация качества СТОА. Она дает и материальные выгоды: большие возмещения за гарантийный ремонт завод-изготовитель АТС выдает в соответствии с тарифом от 400 до 800 руб. за нормо-ч. Кроме того, и скидки на закупку запасных частей зависят именно от категории.

Итоги аттестации исследованных автором СТОА приведены в табл. 4. Как видим, абсолютное большинство из них относятся ко второй категории. И только одна, "Народный-Авто", не дотягивает даже до третьей категории. Результаты исследований, тем не менее, говорят о том, что загрузка даже московских производственных мощностей ТО и ТР автомобилей — очень низкая. И причин тому несколько: неполнота комплекта технологического оборудования и инструмента; низкий уровень квалификации работников. Так что пути выхода из сложившегося положения очевидны. Это корректировка деятельности каждой конкретной дилерской СТОА с точки зрения объема складского остатка запасных частей и уменьшения стоимости ТО и ТР, закупки недостающих оборудования и инструмента, обучения персонала, в первую очередь — занимающимся проблемными системами, агрегатами и узлами автомобилей.

Все сказанное справедливо не только для дилерских СТОА группы "ИРИТО" и совершенно очевидно, что точно такой же подход можно использовать и в отношении любых других групп и даже отдельных СТОА.

УДК 05.22.10

РАСЧЕТ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЯ АВТОСЕРВИСА ПО ВИДУ ОКАЗЫВАЕМЫХ УСЛУГ

Е.А. ДУБОВИК
Донской ГТУ (+7.863.273-85-11)

Рассматривается технология конкурентоспособности предприятия автосервиса.

***Ключевые слова**: предприятие сервиса, конкурентоспособность, показатель.*

Dubovik E.A.

THE CALCULATION OF COMPETITIVENESS CAR COMPANIES BY THE FORM RENDERED SERVICES TO THE POPULATION

The technology of competitiveness car companies is considered.

***Keywords:** enterprise service, the competitiveness indicator.*

В качестве показателя $П_к$ конкурентоспособности предприятия автосервиса, согласно "Методике оценки конкурентоспособности предприятий сервиса", используется номенклатура и объем оказываемых населению услуг (работ). Причем при конкурсной оценке предприятий берется не абсолютный, а средневзвешенный обобщенный показатель. Сравнивая значения этого показателя с нормативом, а затем с аналогичными данными для других предприятий, эти предприятия можно ранжировать по категориям конкурентоспособности.

Допустим, что в городе имеется пять предприятий автосервиса (*A*, *B*, *C*, *D*, *E*) и что доля D_i, занимаемая каждым из них на рынке оказываемых услуг (работ), определяется, согласно [1], по формуле:

$$D_i = \frac{E_i}{E_\Sigma}, \qquad (1)$$

где E_i — объем услуг (работ), предоставляемых *i*-м предприятием; E_Σ — объем услуг (работ), предоставляемых всеми предприятиями.

Допустим, далее, что виды услуг (работ) распределяются по предприятиям в соответствии с табл. 1. Тогда доли этих предприятий, подсчитанные по приведенной выше формуле, составят соответственно: D_A = 3,03 %, D_B = 4,04%, D_C = 16,16 %, D_D = 35,35 %, D_E = 41,41%.

Таблица 1

Вид услуг (работ)	Доля предприятия в показателе $П_к$ по видам услуг (работ)					Общая доля, %	Свободная емкость параметра, %
	A	*B*	*C*	*D*	*E*		
Диагностика двигателя	—	—	2	3	5	10	90
ТО	—	—	2	4	3	9	91
Смазочные	—	—	1	2	3	6	94
Ремонт и регулировка тормозов	—	—	2	5	6	13	87
Электротехнические	—	—	2	3	4	9	91
Ремонт приборов системы питания	—	—	3	4	5	12	88
Шиномонтажные	3	4	2	3	2	14	86
ТР узлов, систем и агрегатов	—	—	—	2	3	5	95
Кузовные и арматурные	—	—	—	2	1	3	97
Окрасочные и антикоррозионные	—	—	—	1	2	3	97
Слесарно-механические (входит ТР ходовой части)	—	—	—	2	3	5	95
УМР	—	—	2	4	4	10	90
Итого по видам	3	4	16	35	41	99	1

Таблица 2

№ п/п	Предприятие автосервиса	Значение показателя ранжирования	Место в рейтинге
1	*A*	0,4242	5
2	*B*	0,5656	4
3	*C*	2,2624	3
4	*D*	4,949	2
5	*E*	5,7974	1

Таблица 3

№ параметра	Параметр	Значение параметра
1	Оплаченные трудозатраты, % от всех трудозатрат	60...65
2	Валовой доход, % от оплаченных трудозатрат	70...75
3	Трудозатраты на гарантийный ремонт, % от всех трудозатрат	25...30
4	Трудозатраты на заказы других служб (внутренние нужды), % от всех трудозатрат	5...10
5	Валовой доход, % от трудозатрат на внутренние нужды	70...75
6	Прямые затраты на персонал, % от продажи труда	25...30
7	Прибыль, % от всех продаж	10...20
8	Затраты рабочих часов на один оплаченный заказ (в среднем), % от общих затрат рабочего времени	2,0...2,5
9	Норматив продуктивных часов механиков в день, % от продолжительности рабочего дня	8,0...9,6
10	Число автомобилей, отремонтированных одним механиком в день	4,0...4,8
11	Всего заездов на ремонт в год для каждого эксплуатируемого автомобиля, % от общего парка АТС на территории, обслуживаемой предприятием	2,0...2,3
12	Процент продажи труда, обеспеченный механиками	25...35
13	Число оплаченных строк (видов работ) в заказе на ремонт (в среднем), % от общего их числа	2,5...3,0
14	Доля оплаченных заказов только на один вид работ, %	0...35
15	Доля заказов по предварительной записи, %	15...35
16	Число постов на одного механика	0,8...1,0
17	Общая продуктивность цеха (средняя), % от плановой	100...120
18	Ежедневное число автомобилей, записанных на сегодня, которые переходят на следующий день, %	0...5
19	Среднегодовой процент текучести кадров	10...12
20	Степень удовлетворения клиентов, %	75...100
21	Отношение себестоимости трудозатрат к стоимости труда, %	25...30

Располагая этими данными, легко определить комплексный показатель $П_{кi}$ (объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)) для каждого из предприятий. Его значение дает формула: $П_{к1i} = D_i K_{Пi}$, в которой $K_{Пi}$ — коэффициент весомости, характеризующий показатель конкурентоспособности рассматриваемых предприятий. Значение этого коэффициента для всех предприятий принимается одинаковым. Например, равным 0,14. Тогда $П_{кi}$ и есть показатель ранжирования, т. е. сравнительная оценка уровня конкурентоспособности предприятий *A*, *B*, *C*, *D*, *E*. Их значения приведены в табл. 2, из которой следует, что по перечисленным в табл. 1 видам услуг (работ) первое место занимает предприятие *E*, а последнее — *A*. Однако это не означает, что предприятие *A* не имеет права на жизнь. Возможно, что оно достойно занимает доставшуюся ему нишу услуг (работ), т. е. они также необходимы населению, как и услуги других предприятий.

Чтобы убедиться так ли это, необходимо оценить еще как минимум 35 параметров, характеризующих успешность деятельности предприятия сервиса, и сравнить их с параметрами, приведенными в табл. 3, значения которых соответствуют гарантированным условиям успешной деятельности аналогичных предприятий.

Если все 35 параметров попадают в приведенные в табл. 3 диапазоны, то деятельность предприятия автосервиса можно считать успешной, т. е. рентабельной. Если же те или иные из параметров в приведенные диапазоны не укладываются, то это не только сигнал о неэффективности функционирования предприятия, но и программа исправления создавшегося положения путем корректировки этих параметров с помощью организационных, финансовых и т. п. мер.

Литература

1. Грибут И.Э., Артюшенко В.М., Мазаева Н.П. и др. Автосервис: станции технического обслуживания автомобилей: учебник / Под ред. В.С. Шуплякова, Ю.П. Свириденко. М.: Альфа-М, ИНФРА-М, 2009. — 480 с.

УДК 629.114.5

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

Кандидаты техн. наук **В.В. ГЕРАЩЕНКО, М.Е. ЛУСТЕНКОВ, Н.В. ВЕПРИНЦЕВ, К.Д. МИРОНОВ и А.С. НОВИКОВ**
Белорусско-Российский университет (37522 226-33-71)

Рассматривается новый стенд для диагностирования гидротрансформаторов ГМП.
Ключевые слова: *стенд, логический элемент, электронный счетчик, датчик.*

Gerashchenko V.V., Lustenkov M.E., Veprintsev N.V., Mironov K.D., Novikov A.S.

STAND FOR DIAGNOSING HYDRAULIC TRANSFORMERS

New stand for diagnosing hydraulic transformers is considered.
Keywords: *testing stand, logical element, electronic counter, sensor.*

Анализ стендов для диагностирования гидротрансформаторов гидромеханических коробок передач показал, что все они обладают одним существенным недостатком: их основные измерительные устройства выполнены с использованием аналоговых элементов и, как следствие, дают невысокую точность результатов диагностирования. Отсюда напрашивается очевидный вывод: нужен какой-то новый метод построения испытательных стендов. И авторы, проведя серию исследований, такой метод разработали.

Его суть, если коротко, довольно просто сводится к следующему. В качестве диагностического критерия принимается отношение фактического передаточного числа гидротрансформатора к его нормативному значению, соответствующему максимальному значению КПД.

На основе этой идеи был разработан стенд для диагностирования гидротрансфоматора. В его состав (рис. 1) входят ДВС *1*; первый упругий вал *2*, один конец которого соединен с валом ДВС, а второй — с насосным колесом гидротрансформатора ГМП *6*; второй упругий вал *7*, один конец которого соединен с выходным валом коробки передач, а второй — с валом электромагнитного тормоза *9*, состоящего из обмотки *10* возбуждения системы нагружения (последовательно соединенные автотрансформатор *14* с регулятором *15*, трансформатор *13*, выпрямитель *12* и конденсатор *11*).

На валу *2* установлены три (*3*, *4* и *5*) диска, которые имеют выступы и прорези. При этом диски *3* и *5* используются для измерения крутящего момента на ведущем валу коробки передач, а диск *4* — частоты вращения насосного колеса гидротрансформатора.

На валу *7* установлен диск *8*, предназначенный для измерения частоты вращения выходного вала коробки передач. Все вместе они фактически представляют собой датчик крутящего момента (рис. 2), который содержит два (*6* и *19*) импульсных преобразователя, установленных так, чтобы обеспечивалась возможность прохождения прорезей и выступов каждого из дисков *3*, *5* (см. рис. 1) вблизи своего преобразователя, подсоединенного к выходам преобразователей дифференцирующих цепей *8* или *17*. (Первая из этих цепей выполнена на двух, *7* и *9*, резисторах и конденсаторе *4*, к ее выходу подсоединен диод *5*, вторая — на двух (*16* и *18*) резисторах и конденсаторе *15* с подсоединенным к ее выходу диодом *14*.)

Триггер *10*, выполненный на первом (*3*) и втором (*13*) биполярных транзисторах, и четырех (*1*, *2*, *11*, *12*) резисторах через эмиттерный повторитель *20* (транзистор *21* и резистор *22*) подключен к интегрирующей цепи *24* (резистор *23* и конденсатор 25). К выходу датчика подсоединен измерительный прибор *26*.

Каждый из цифровых датчиков частоты вращения содержит (рис. 3) катушку *3* индуктивности, жестко закрепленную вблизи прорезей и выступов соответствующего *4* или *8* (см. рис. 1) диска, первую (*4*) дифференцирующую цепь с отсекающим диодом *2* на выходе, которая своим входом подсоединена к катушке индуктивности. Эта цепь выполнена на резисторах *5* и *6* и конденсаторе *1*. Предусмотрена и вторая дифференциальная цепь *22*, в состав которой входят отсекающий диод *21* на выходе. Резистор *23* и конденсатор *20*, автоколебательный мультивибратор *15*, состоящий из логических элементов *7* и *12*, конденсаторов *10* и *11*, резисторы *9* и *14*; шестнадцатиразрядный суммирующий электронный счетчик *24*, логический элемент "И" (*18*) с двумя (*16* и *17*) входами, первый из которых соединен с дифференцирующей цепью *4*, а второй — с дифференцирующей цепью *22* к этому же входу подключен выход автоколебательного мультивибратора *15*. Выход же логического элемента "И" (*18*) через резистор *19* подключен к счетному

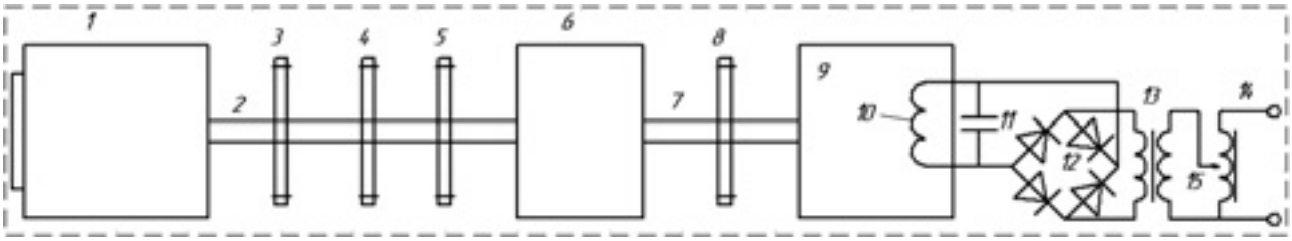


Рис. 1. Стенд для диагностирования гидротрансформатора:
1 — ДВС; *2*, *7* — упругие валы; *3*, *4*, *5*, *8* — диски с выступами и прорезями; *6* — ГМП; *9* — электромагнитный тормоз; *10* — обмотка возбуждения; *11* — конденсатор; *12* — выпрямитель; *13* — трансформатор; *14* — автотрансформатор; *15* — регулятор

входу счетчика *24*. Выход дифференцирующей цепи *22* соединен с входом установки нуля счетчика.

Сопротивления первого (*9*) и второго (*14*) резисторов и емкости первого и второго конденсаторов автоколебательного мультивибратора *15* выбраны таким образом, что длительность формируемых на его выходе прямоугольных импульсов равна 1 с.

Стенд снабжен устройством микропроцессорной обработки сигналов. Его задача — определение передаточного числа гидротрансформатора. В его схему, как видно из рис. 4, входят микропроцессор *3* с внутренней памятью в виде семи (*4...10*) регистров общего назначения; цифроаналоговый преобразователь *19*, выход которого соединен с регистрирующим прибором *20*; генератор *1* тактовой частоты и таймер *2*, соединенные с микропроцессором; буфер *11* адреса; шина *12* адреса; буфер *15* данных; шина *16* данных; шина *17* управления; оперативное (*13*) и постоянное (*14*) запоминающие устройства, каждое из которых имеет три канала; интерфейс *18* с пятью каналами, первым из которых он соединен с первым (*21*) цифровым датчиком частоты вращения, вторым — со вторым (*22*) датчиком частоты, третьим — с входом цифроаналогового преобразователя *19*, четвертым — через шину управления с микропроцессором и с первыми каналами оперативного и постоянного запоминающих устройств, вторые каналы которых соединены с шиной адреса, а третьи — с шиной данных. Его пятый канал через шину *16* и буфер данных *15* подключен к микропроцессору, а через буфер адреса — к шине адреса.

Датчик крутящего момента работает следующим образом.

При нагружении первого упругого вала моментом он закручивается на угол, пропорциональный этому моменту. В результате на выходе триггера формируется прямоугольные импульсы, длительность которых пропорциональна моменту. После интегрирования полученной последовательности импульсов крутящий момент, передаваемый валом, фиксируется прибором *20*. Одновременно на выходе электронных суммирующих счетчиков формируются цифровые коды, отображающие величины частот вращения первого и второго валов стенда.

Диагностирование гидротрансформатора осуществляется так.

Снятая с АТС гидромеханическая коробка передач устанавливается на стенд. Затем включается передача, подлежащая проверке. Ее передаточное число записывается в первый (*4*) регистр общего назначения, двигатель нагружается перемещением движка автотрансформатора до номинального момента. (Величина этого нагружения контролируется по прибору *20*.)

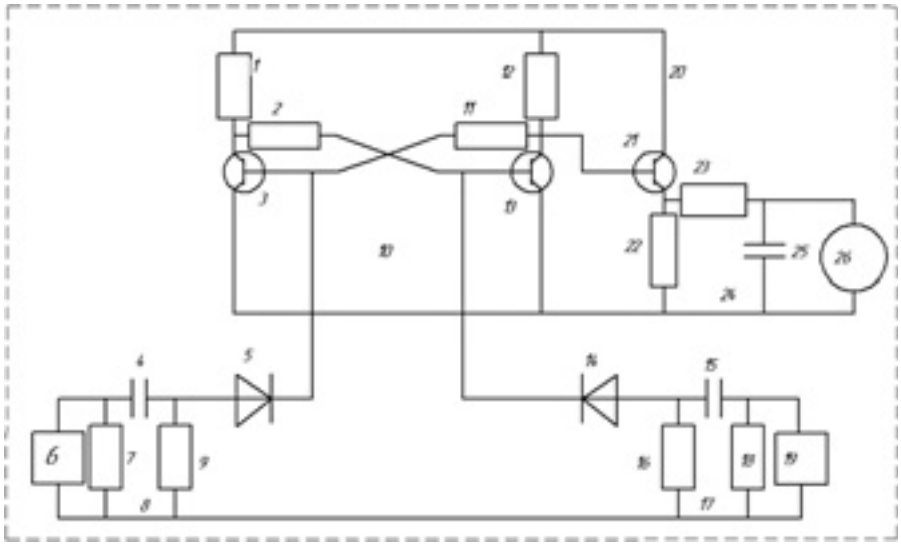


Рис. 2. Схема датчика крутящего момента:

1, *2*, *7*, *9*, *11*, *12*, *16*, *18*, *22*, 23 — резисторы; *3*, *13*, *21* — транзисторы; *4*, *15*, *25* — конденсаторы; *5*, *14* — импульсные диоды; *6*, *19* — преобразователи импульсные; *8*, *17* — дифференцирующие цепи; *10* — триггер; *20* — эмиттерный повторитель; *24* — интегрирующая цепь; *26* — измерительный прибор

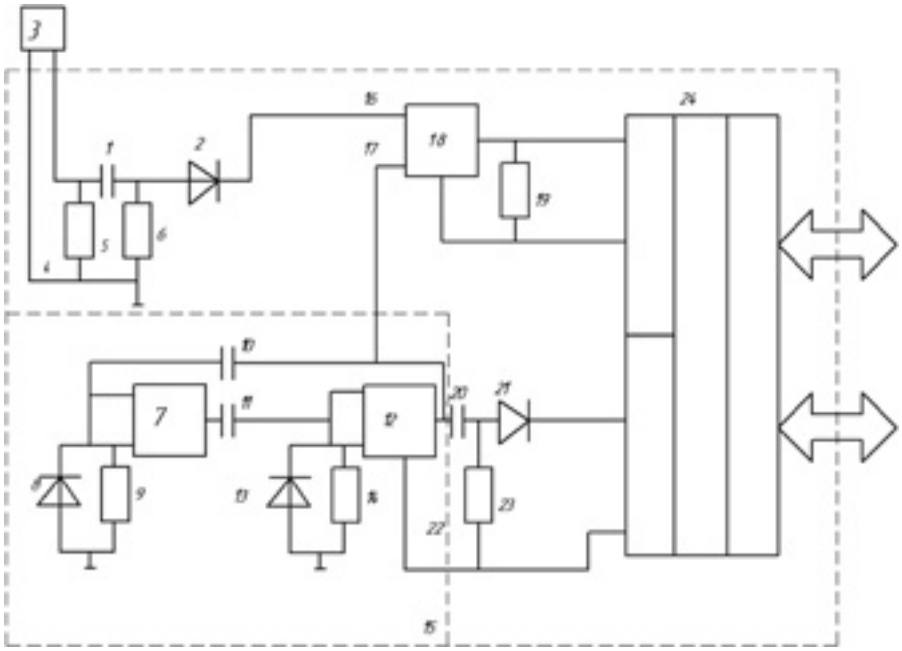


Рис. 3. Цифровой датчик частоты вращения:

1, *10*, *11*, *20* — конденсаторы; *2*, *8*, *13*, *21* — импульсные диоды; *3* — катушка индуктивности; *4*, *22* — дифференцирующие цепи; *5*, *6*, *9*, *14*, *19*, *23* — резисторы; *7*, *12* — логические элементы; *15* — автоколебательный мультивибратор; *16*, *17* — входы логического элемента; *18* — логический элемент "И"; *24* — электронный счетчик

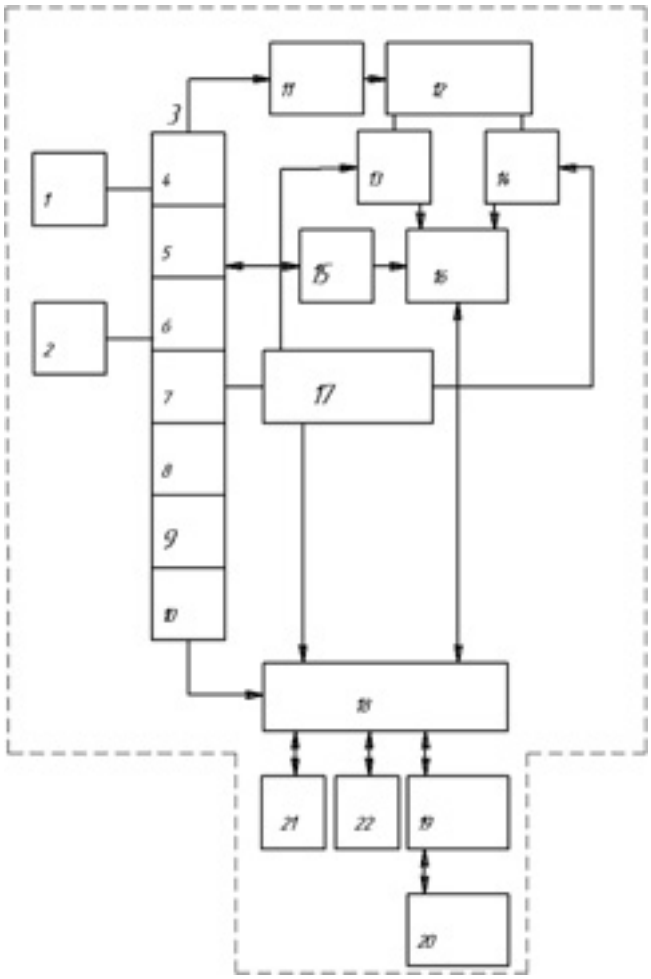


Рис. 4. Схема микропроцессорной системы стенда:

1 — генератор тактовой частоты; *2* — таймер; *3* — микропроцессор; *4, 5, 6, 7, 8, 9, 10* — регистры общего назначения микропроцессора; *11* — буфер адреса; *12* — шина адреса; *13* — оперативное запоминающее устройство; *14* — постоянное запоминающее устройство; *15* — буфер данных; *16* — шина данных; *17* — шина управления; *18* — интерфейс; *19* — цифроаналоговый преобразователь; *20* — регистрирующий прибор; *21, 22* — цифровые датчики частоты вращения

Используя, далее, характеристику гидротрансформатора, представляющую собой зависимость его КПД от передаточного числа, находим передаточное число для исправного гидротрансформатора, соответствующее его номинальному КПД и записываем значение этого числа во второй (*5*) регистр микропроцессора. В третий же (*6*) и четвертый (*7*) регистры записываются коды, отображающие величины частот вращения насосного колеса гидротрансформатора и выходного вала ГМП соответственно. Затем по программе, заложенной в ПЗУ компьютера, код, записанный в четвертом (*7*) регистре, умножается на передаточное число механической части ГМП и результат умножения записывается в пятый (*8*) регистр общего назначения микропроцессора. Это и есть код, отображающий частоту вращения турбины гидротрансформатора.

Далее программа выполняет деление кода, записанного в пятом (*8*) регистре, на код, записанный в третьем (*6*) регистре, и результат записывается в шестой (*9*) регистр. Это и есть действительное значение передаточного числа гидротрансформатора.

Заключительная операция — вычитание кода, записанного в шестом (*9*) регистре, из кода, записанного в первом (*4*) регистре. Эта разница регистрируется прибором *20*. И если она не равна нулю, в гидротрансформаторе, работающем на данной передаче, имеются неисправности.

Рассматриваемый стенд в процессе его создания подвергался серьезным испытаниям, главное из которых — определение статической характеристики первого упругого вала, т. е. зависимости угла его закручивания от приложенного к нему крутящего момента. На основании этой характеристики затем было определено число выступов и прорезей дисков, установленных по концам данного упругого вала.

Таким образом, для задания на первом валу крутящего момента, равного номинальному, применен датчик крутящего момента в виде дисков и импульсных преобразователей с дифференцирующими цепями, а для формирования прямоугольных импульсов — триггер на двух биполярных транзисторах. В ходе испытаний были получены осциллограммы этих импульсов, подтвердившие, что длительность каждого из импульсов пропорциональна моменту на валу. Это позволило с помощью интегрирующей цепи преобразовать их последовательность в непрерывный сигнал, уровень которого пропорционален крутящему моменту на данном валу стенда.

Исследованы и цифровые датчики частот вращения валов стенда. При этом установлено, что цифровые коды, полученные на выходах аналогово-цифровых преобразователей, с высокой точностью отображают частоты вращения валов ГИП.

Стенд проверен также и в реальных условиях. Эта проверка показала, что он позволяет снизить затраты на эксплуатацию АТС, так как с его помощью обеспечивается современное определение неисправностей ГМП, возникающих в процессе эксплуатации. Причем очень важно и то, что изготовление аналогового измерителя крутящего момента на первом валу стенда, как и цифровых измерителей частот вращения обоих его валов, не требует больших материальных, финансовых и трудовых затрат. Другими словами, он вполне доступен любому АТП.

УДК 629.114

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ С ПНЕВМОПРИВОДОМ

В.Л. НОВОСЕЛОВ
УрГУПС (351. 268-61-37)

Предлагается контрольно-измерительный комплекс, позволяющий повысить точность результатов испытаний пневматических тормозных систем АТС категорий O_2, O_3, O_4, т. е. прицепов и полуприцепов.

Ключевые слова: *тормозная система, прицеп, полуприцеп, АБС, испытания.*

Novosyolov V.L.
INSTRUMENTATION COMPLEX FOR BRAKING SYSTEMS WITH PNEUMATIC ACTUATOR

Control and measurement system, which fallow to rise precision of testing results pneumatic braking systems of vehicles of categories O_2, O_3, O_4 is trailers and semi-trailers.

Keywords: *brake system, trailer, semi-trailer, ABS, tests.*

Повышение эффективности и устойчивости автопоезда при торможении — задача не только его разработчика и производителя, но и тех, кто занимается техническим диагностированием его тормозных систем и проведением контрольных проверок. Причем сейчас, когда тормозные системы все более и более "насыщаются" электроникой, роль последних выходит на передний план. А таких систем и устройств становится все больше. Это системы антизаноса, антиопрокидывания, предупреждения о наличии препятствий и т. п. К примеру, система поперечной устойчивости контролирует угол наклона платформы с помощью датчиков, расположенных в колесах, благодаря чему начало опрокидывания замечается раньше, чем это может сделать водитель АТС, и, соответственно, раньше начинается автоматическое торможение. Что особенно важно для полуприцепов с высоким центром масс — таких, как панелевозы и самосвалы. Более того, электронные системы позволяют сохранять устойчивость автопоезда даже при нецентральном положении груза, с помощью блокировочного устройства защищают полуприцеп от угона, осуществляют динамический контроль колесной его базы и много других полезных функций. Но — при одном условии: если они исправны. Проверить же эту исправность водитель, пользуясь "набором" своих чувств, к сожалению, не в состоянии. Здесь нужны автоматические устройства. Так, для испытания тормозных систем АТС предназначены специальные стенды. Их предложено много (см., например, "АП", 2002, № 6; 2006, № 8; 2007, № 5). Однако работы по данной теме продолжаются. И доказательство тому — эта статья. В ней, в частности, решается вопрос о составе даже не стенда, а целого контрольно-измерительного комплекса.

Параметры, пределы измерения и соответствующие погрешности приведены в таблице.

Этот состав, как показывает анализ, должен включать регистрирующую аппаратуру — малогабаритный персональный компьютер (ноутбук); первичные преобразователи сигналов (датчики); аналого-цифровой преобразователь (АЦП), способный регистрировать и согласовывать сигналы датчиков, и другой регистрирующей аппаратуры; вырабатывать сигналы управляющим исполнительным механизмам; устройство для поддержания заданного уровня давления в управляющей магистрали испытуемого АТС (задатчик давления) и имитатор тягача, необходимый для определения времени срабатывания тормозного привода.

Второй вопрос, рассмотренный в ней — описание созданного на основе этих соображений измерительного комплекса.

Данный измерительный комплекс (рис. 1), как видим, состоит из регистрирующего компьютера (ноутбука) *1*, аналого-цифрового преобразователя (АЦП) *2*, размещенных в кабине тягача; монтажного блока *3*, который крепится в районе переднего борта прицепа (полуприцепа). К этому блоку подходят сигналы от индукционного датчика *4* скорости автопоезда ("пятое колесо"), индукционных датчиков *5* и *6* системы АБС прицепа. Давление измеряется в следующих точках: тормозная камера прицепа (датчик *7*), ресивер прицепа *8* (датчик *9*), управляющая магистраль прицепа (датчик *10*). Задатчик давления *14* встраивается между рукавами питающей магистрали *15* тягача и прицепа *12*. Он по сигналам от АЦП регулирует давление в управляющей магистрали *11* прицепа с помощью электропневмоклапанов повышения (*16)* и снижения (*13*) давления, что обеспечивает необходимое давление в тормозных камерах (тормозное усилие). При этом клапан *16* перепускает воздух из питающей магистрали в управляющую, клапан *13* выпускает воздух из управляющей магистрали в атмосферу (расположен ближе к соединительной головке управляющей магистрали прицепа).

Клапаны *13* и *16* открываются от системы электрооборудования тягача (24 В) при открытии транзисторов *19*, *20* и срабатывании электромагнитных реле *18* и *21* (транзисторы открываются при подаче напряжения от АЦП) на выводы *23* или *24* монтажного блока,

Измеряемый параметр	Предел измерений	Погрешность, %
Путь, м	0...6000	1
Скорость, м/с	0...50	1
Замедление, м/с^2	0...10	3
Давление, МПа (кгс/см^2)	0...1 (0...10)	3
Время срабатывания тормозного привода, с	0...1	0,01

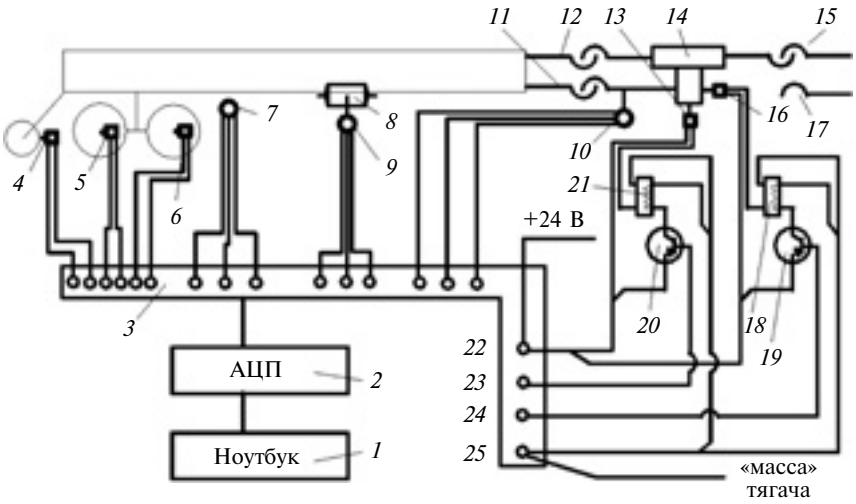


Рис. 1. Схема контрольно-измерительного комплекса:

1 — ноутбук; *2* — АЦП; *3* — монтажный блок; *4* — индукционный датчик ("пятое колесо"); *5*, *6* — индукционные датчики системы АБС; *7* — датчик давления в тормозной камере; *8* — ресивер прицепа; *9* — датчик давления в ресивере; *10* — датчик давления в управляющей магистрали; *11* — управляющая магистраль прицепа; *12* — питающая магистраль прицепа; *13* — электропневмоклапан снижения давления; *14* — задатчик давления; *15* — питающая магистраль тягача; *16* — элетропневмоклапан повышения давления; *17* — управляющая магистраль тягача; *18* и *21* — реле; *19* и *20* — транзистор; *22* — "+24 В"; *23* — управление электропневмоклапаном повышения давления; *24* — управление электропневмоклапаном снижения давления; *25* — "масса" тягача

а к его выводам *22* и *25* подведены соответственно положительный и отрицательный полюсы системы электрооборудования тягача.

В предлагаемом комплексе для определения времени срабатывания тормозного привода вместо задатчика давления использован имитатор тягача (рис. 2). Он соединен с управляющей *4* и питающей *3* магистралями прицепа с помощью соединительной головки *1* к питающей магистрали тягача, предназначенными для зарядки ресивера *8* вместимостью 40 л. (На этом рисунке элемент *9* — стопорный кран.)

Давление в ресивере составляет 0,65 МПа (6,5 кгс/см^2).

Имитатор на выходе устройства управления рабочим тормозом обеспечивает дроссель *6*, проходное сечение которого составляет 4,0...4,3 мм. Вместимость патрубка, присоединяемого к этому дросселю, должна быть равной 385 ± 5 см^3 (патрубок длиной 2,5 м, внутренним диаметром 13 мм).

При открытии (по соответствующему сигналу) электропневмоклапана *7* давление в управляющей магистрали повышается. И одновременно закрывается стопорный клапан *9*, разобщая пневмосистемы тягача и прицепа.

Время между моментом, когда давление в управляющей магистрали (регистрируется с помощью датчика *5*) составляет 0,065 МПа (0,65 кг/см^2), и моментом, когда давление в тормозном приводе прицепа (регистрируется с помощью датчика, присоединенного к тормозной камере) достигнет 75 % своего асимптотического значения, нормируется.

Растормаживается тормозной привод с помощью того же электропневмоклапана *7*, который по сигналам с ноутбука *2* переводится в положение "выпуск воздуха из управляющей магистрали".

Выбор дросселирующего отверстия (4,0 или 4,3 мм) должен быть таким, чтобы при открытии электропневмоклапана *7* промежуток времени, соответствующий росту давления с 0,065 до 0,49 МПа (с 0,65 до 4,9 кгс/см^2), составлял 0,2 ± 0,01 с. При этом вместо управляющей магистрали прицепа в системе подсоединен резервуар объемом 385 ± 5 см^3.

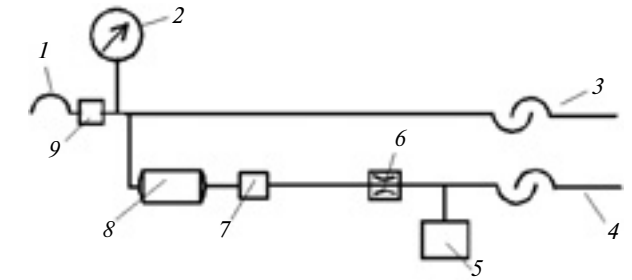


Рис. 2. Имитатор тягача:

1 — соединительная головка; *2* — сигнал с ноутбука; *3* — питающая магистраль прицепа; *4* — управляющая магистраль прицепа; *5* — датчик давления; *6* — дроссель; *7* — электропневмоклапан; *8* — ресивер; *9* — стопорный кран

Рассматриваемый контрольно-измерительный комплекс обеспечивает, как это сказано выше, испытания тормозных систем АТС категорий O_2, O_3 и O_4 в соответствии с ГОСТ Р 41.13 (Правила ЕЭК ООН № 13). На нем проводятся девять вариантов работы.

1. *Испытания на использование силы сцепления колес автопоезда с опорной поверхностью при работе АБС.* В их ходе при постепенном увеличении давления в тормозных камерах полуприцепа устанавливается минимальное время снижения скорости автопоезда с 40 до 20 км/ч (полуприцеп тормозит только одной осью, остальные — вывешены, АБС — по отношению к ним отключена). При этом устанавливается величина замедления.

Затем, зная полную массу автопоезда и нагрузку на ось полуприцепа, определяется коэффициент φ сцепления шин с опорной поверхностью. Кроме того, при включенной АБС рассчитываются время снижения скорости автопоезда с тех же 40 до 20 км/ч и коэффициент $K_т$ торможения прицепа с включенной АБС; находится отношение коэффициента торможения прицепа с включенной АБС к коэффициенту сцепления шин с дорожной поверхностью.

2. *Испытания на потребление энергии при работе АБС.* В их ходе при отсоединенной питающей магистрали тягача и скорости движения автопоезда не менее 30 км/ч педаль тормоза за 15 с выжимается до отказа. После этого на остановленном автопоезде выполняется четырехкратное полное нажатие на педаль тормоза и во время пятого нажатия регистрируется давление в тормозных камерах.

Полученная в итоге величина давления поддерживается затем в серии контрольных торможений и определяется коэффициент $K_т$ торможения, который для исправного автопоезда должен быть не менее 0,225.

3. *Испытания типа "нуль", т. е. обычное испытание эффективности при холодных тормозах.* В их ходе выполняется серия торможений со скорости 60 км/ч и определяется коэффициент торможения прицепа, который должен быть не менее 0,45.

4. *Испытания типа "1", т. е. на потерю эффективности тормозов.* Их ход: после буксировки прицепа на расстояние 1950 м со скоростью 30 км/ч (в тормозных камерах с помощью измерительного комплекса поддерживается давление, соответствующее тормозной силе, равной 7 % максимальной статической нагрузки на оси прицепа/полуприцепа) выполняется контрольное торможение. (Начальная скорость перед торможением — 40 км/ч.) Коэффициент торможения прицепа, полученный в ходе этого испытания, должен быть не менее 0,36.

5. *Испытание типа "3", т. е. на потерю эффективности торможения АТС категории O_4.* В тормозных камерах устанавливается давление, которое эквивалентно тормозному усилию, обеспечивающему замедление 3 м/с^2. Это давление поддерживается с помощью измерительного комплекса и задатчика давления в 20 циклах торможения со скорости 60 км/ч до расчетной скорости. Сразу же проводится торможение для оценки эффективности нагретых тормозов (со скорости 60 км/ч) и при максимальном давлении в управляющей магистрали.

6. *Испытание эффективности стояночной тормозной системы.* Здесь проблем нет: система стояночного тормоза должна удерживать груженый прицеп или полуприцеп, отцепленный от тягача на спуске или подъеме с уклоном 18 %.

7. *Определение времени срабатывания тормозного привода.* Здесь тоже проблем нет: имитатор тягача выполняет, как показал опыт, эту функцию безупречно.

8. *Проверка емкости резервуаров (аккумуляторов энергии).* Она выполняется следующим образом.

Отсоединяется питающая магистраль тягача. Затем восемь раз нажимается до упора тормозная педаль тягача. Уровень энергии (давление) после восьмого нажатия должен быть не меньше половины давления при первом включении тормоза.

9. *Расчетная проверка условия совместимости тягача и прицепа.*

В заключение — о дополнительных характеристиках, требованиях и рекомендациях, которые нужно учитывать при использовании рассмотренного измерительного комплекса. Их восемь:

1. Все датчики должны работать с АЦП без усилителя.

2. Датчики давления *7*, *9*, *10* (см. рис. 1) должны быть пьезорезисторными с диапазоном рабочих давлений 0,8 МПа (8 кгс/см^2) и питаться напряжением 5 В, а максимальное напряжение выходного сигнала должно быть не более 200 мВ.

3. Датчик *7* подключается к клапану контрольного вывода тормозных камер, параметры которого соответствуют требованиям раздела 4 стандарта ИСО 3583—84.

4. Индукционные датчики *5* и *6* системы АБС прицепа (полуприцепа) при скорости автопоезда, равной 60 км/ч, и радиусе колеса прицепа (полуприцепа) 0,475 м, а также наличии на маркерном диске датчика 120 выступов, должны выдавать ~670 имп./с. При этом амплитуда напряжения сигнала — согласно характеристики системы АБС.

5. Частота сигналов индукционного датчика *4* зависит от радиуса "пятого колеса" и числа выступов на маркерном диске датчика.

6. Сечения магистралей, трубопроводов и рукавов задатчика давления — не менее 0,5...1,0 см^2, минимальное проходное сечение электропневмоклапанов *13* и *16* в открытом положении — 0,3...0,5 см^2; время их срабатывания (открытия) — не более 50 мс.

7. Длины соединительных кабелей и проводов (до монтажного блока) датчиков *4*, *5*, *6*, *7* и *9* — 12 м, датчика давления *10,* электропневмоклапанов *13* и *16* — 2 м. Длина единого кабеля между АЦП и монтажным блоком — 6 м; между ноутбуком и АЦП — 1 м.

8. Транзисторы *19* и реле *15* должны быть смонтированы в монтажном блоке.

УДК 629.113.001

МЕХАНИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ БЕГОВОГО БАРАБАНА ДИАГНОСТИЧЕСКОГО СТЕНДА

Д-р техн. наук **А.И. ФЕДОТОВ,** канд. техн. наук **А.В. БОЙКО**
Национальный исследовательский Иркутский ГТУ (3952. 40-56-89)

Проанализирована механика взаимодействия эластичной шины с опорной цилиндрической поверхностью бегового барабана диагностического стенда и с плоской опорной поверхностью.

Ключевые слова: *пятно контакта, распределенная нормальная нагрузка, распределенная касательная нагрузка, эластичная шина, цилиндрическая опорная поверхность, стенды с беговыми барабанами, коэффициент сцепления, математическая модель.*

Fedotov A.I., Boiko A.V.

THE MECHANICAL INTERACTION BETWEEN ELASTIC TIRES WITH THE CYLINDRICAL SURFACE OF THE CHASSIS DYNAMOMETER TEST BED

The mechanical interaction between elastic tires with the cylindrical surface of the chassis dynamometer test bed, in comparison to that of the tires with flat surface are analyzed.

Keywords: *contact patch, normal distributed load, tangential distributed load, elastic tire, cylinder-supporting surface, chassis dynamometer test beds, the coefficient of cohesion, mathematical model.*

Силовое взаимодействие эластичной шины с опорной поверхностью, как известно, во многом определяется величиной коэффициента ее сцепления. По логике, эти коэффициенты для плоской и цилиндрической опорных поверхностей, имеющих одинаковые покрытия, должны быть равными. Однако, как сообщает издание [1], предлагаемые различными фирмами стенды для оценки технического состояния тормозной системы АТС при проведении государственного технического осмотра не могут дать объективные показатели поведения АТС в транспортном потоке. И это действительно так: результаты проверки технического состояния АТС на стенде и в дорожных условиях расходятся.

По мнению авторов, причина этого — в механике взаимодействия эластичной шины с плоской и цилиндрической опорными поверхностями.

Чтобы подтвердить эту точку зрения, авторы провели специальные исследования, на первом этапе которых был рассмотрен процесс качения эластичной ши-

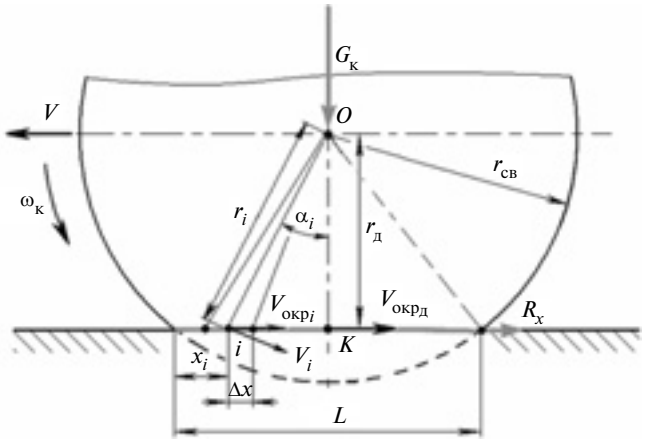


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия эластичной шины с плоской опорной поверхностью

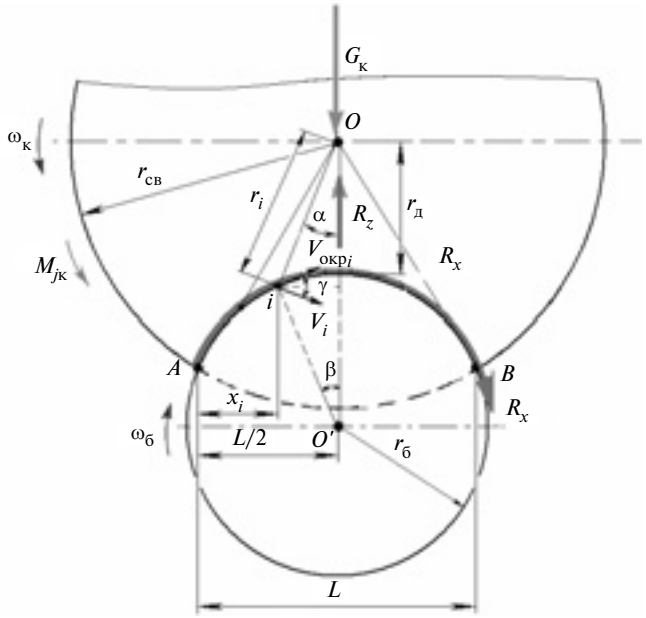


Рис. 2. Расчетная схема взаимодействия эластичной шины с цилиндрической опорной поверхностью бегового барабана стенда

ны по плоской недеформируемой опорной поверхности (рис. 1), а на втором — на стенде с беговыми барабанами (рис. 2). Рассмотрим их. Окружную скорость *i*-й точки пятна контакта шины с любой опорной поверхностью можно определить по формуле № 1 (см. таблицу). Тогда при качении шины на плоской опорной поверхности с угловой скоростью ω_x ее продольная скорость $v_{окрi}$ в заданной точке пятна контакта будет определяться по формуле № 2, а продольная скорость $v_{окрд}$ колеса в точке пятна контакта шины, когда угол α_i равен 0°, — формулой № 3.

Полученный результат показывает, что $v_{окрд}$ равна $v_{окрi}$, поскольку $r_д = r_i\cos\alpha_i$. То есть, если следовать логике, то можно утверждать, что продольная скорость $v_{окрi}$ по длине пятна контакта одинакова.

Теперь рассмотрим качение эластичной шины по цилиндрической опорной поверхности бегового барабана диагностического стенда (см. рис. 2).

Допустим, что ее угловая скорость тоже равна $\omega_к$. Тогда продольную скорость $v_{окрi}$ заданной точки в пятне контакта шины можно найти по формуле № 4.

Расстояние (r_i) от центра оси вращения колеса до точки *i* в пятне контакта, удаленной от начала пятна на расстояние x_i, рассчитывается по формуле № 5. Тогда, подставив формулу № 4 в формулу № 5, получим формулу № 6, которая с учетом того, что $x_i = \alpha_i + \beta_i$, примет вид формулы № 7.

Из этой формулы следует, что на цилиндрической опорной поверхности скорости $v_{окрi}$ элементов эластичной шины в разных точках пятна контакта будут отличаться, следовательно, будут отличаться и коэффициенты сцепления шины с плоской и цилиндрической опорными поверхностями.

Зная окружную скорость *i*-й точки пятна контакта шины, можно определить величину ее проскальзывания S_i в этой точке. Очевидно, что ее значение для плоской опорной поверхности дает формула № 8, а для барабанного стенда — формула № 9. В свою очередь, зная проскальзывание *i*-й точки пятна контакта, можно найти значение коэффициента φ_i сцепления эластичной шины с опорной поверхностью в этой точке [2] (формула № 10).

Для математического описания процесса взаимодействия эластичной шины с цилиндрической поверхностью бегового барабана в режиме качения рассмотрим отдельно взятое колесо автомобиля (рис. 3). При этом для упрощения технологии определения вертикально направленной деформации Δ шины при ее взаимодействии с поверхностью барабана разделим эту деформацию линией *AB*. Тогда полную вертикально направленную деформацию Δ шины можно записать в виде формулы № 11.

Входящую в нее радиально направленную деформацию *h* эластичной шины, расположенную ниже условной разделительной линии *AB* ее контакта с беговым барабаном, дает формула № 12, значение углов α и β — формулы № 13 и 14 соответственно, а деформацию $h_б$ шины, направленную вдоль радиуса бегового барабана и расположенную выше условной разделительной линии *AB*, — формула № 15.

Распределение нормальной нагрузки ΔR_z эластичной шины по длине ее контакта с плоской опорной поверхностью можно определить по формуле № 16, а значение входящего в нее параметра ΔR_{z_1} — по формуле № 17.

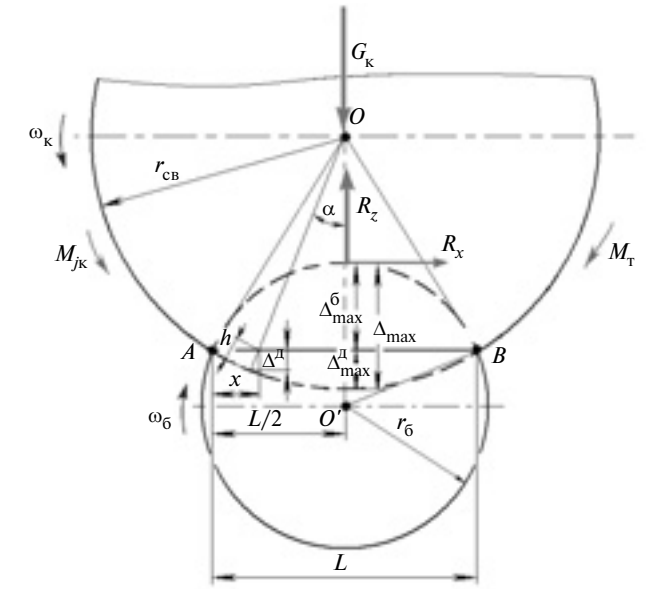
Продольные касательные напряжения τ_x при работе колеса в тормозном режиме рассчитываются по формуле № 18, нормальная реакция R_z со стороны бегового барабана или от плоской опорной поверхности — по формуле № 19, а касательная реакция R_x в пятне контакта с опорной поверхностью любого профиля — по формуле № 20. Уравнение же, описывающее изменение угловой скорости $\omega_к$ колеса в тормозном режиме, дает формула № 21.

Приведенные выше формулы № 7...21 составляют математическое описание, позволяющее моделировать процесс взаимодействия эластичной шины с плоской и цилиндрической опорными поверхностями. Такая модель дает возможность построить эпюры (рис. 4)

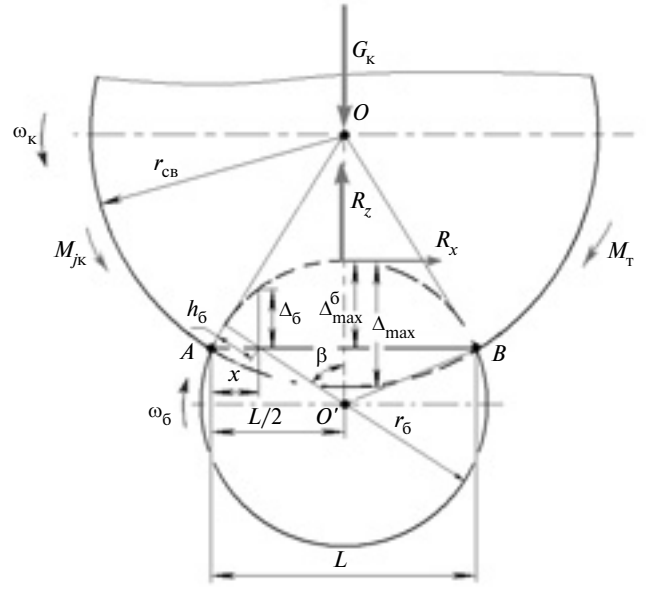
№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_i = \omega_к r_i$	$\omega_к$ — угловая скорость колеса; r_i — расстояние от центра вращения колеса до точки, лежащей в пятне контакта и удаленной от его начала на расстояние x_i
2	$v_{окрi} = \omega_к r_i \cos\alpha_i$	α_i — угол *KOi* на рис. 1
3	$v_{окрд} = \omega_к r_д$	$r_д$ — динамический радиус колеса
4	$v_{окрi} = v_i \cos\gamma_i = v_i \cos(\alpha_i + \beta_i)$	γ_i — угол между векторами $v_{окрi}$ и v_i; β_i — угол *OO'i*
5	$r_i = (r_д + r_б - r_б \cos\beta_i) / \cos\alpha_i$	$r_б$ — радиус бегового барабана стенда
6	$v_{окрi} = [\omega_к (r_д + r_б - r_б \cos\beta_i) \cos\gamma_i] / \cos\alpha_i$	—
7	$v_{окрi} = [\omega_к (r_д + r_б - r_б \cos\beta_i) \cos(\alpha i + \beta_i)] / \cos\alpha_i$	—
8	$S_{iпл} = 1 - v_{окрi} / v_а$	$v_а$ — линейная скорость автомобиля
9	$S_{iб} = 1 - v_{окрi} / (\omega_б r_б)$	$\omega_б$ — угловая скорость бегового барабана
10	$\varphi_i = \varphi_{max} f(Si) = \varphi_{max} \sin[a \operatorname{arctg}(\beta S_i)]$	φ_{max} — максимальный коэффициент сцепления; $f(S_i)$ — функция проскальзывания колеса; a и b — коэффициенты, характеризующие форму функции $f(S)$
11	$\Delta = \Delta_д + \Delta_б = \dfrac{h}{\cos\alpha} + \dfrac{h_б}{\cos\beta}$	$\Delta_д$, $\Delta_б$ — вертикально направленные деформации шины, расположенные ниже и выше разделительной линии *AB*; h, $h_б$ — радиально направленные деформации шины, расположенные ниже и выше линии *AB*
12	$h = \left\{ \begin{array}{l} r_{св} - \left[\left(\dfrac{L}{2} - x \right)^2 + \Delta_{max}^2 \right]^{0,5}, \text{ если } x \leqslant \dfrac{L}{2}; \\ r_{св} - \left[\left(x - \dfrac{L}{2} \right)^2 + \Delta_{max}^2 \right]^{0,5}, \text{ если } x > \dfrac{L}{2}; \end{array} \right\}$	$r_{св}$ — свободный радиус; L — длина *AB* контакта шины с плоской опорной поверхностью; x — координата i-й точки на линии *AB* контакта шины с беговым барабаном; Δ_{max} — максимальная деформация пятна контакта шины с беговым барабаном ниже линии *AB*
13	$\sin\alpha = \left(\dfrac{L}{2} - x \right) / (r_{OB} - h)$	—
14	$\sin\beta = \left(\dfrac{L}{2} - x \right) / (r_б - h_б)$	—
15	$h_б = \left\{ \begin{array}{l} r_б - \left[\left(\dfrac{L}{2} - x \right)^2 + \Delta_{бmax}^2 \right]^{0,5}, \text{ если } x \leqslant \dfrac{L}{2}; \\ r_б - \left[\left(x - \dfrac{L}{2} \right)^2 + \Delta_{бmax}^2 \right]^{0,5}, \text{ если } x > \dfrac{L}{2}; \end{array} \right\}$	$\Delta_{бmax}$ — максимальная деформация пятна контакта шины с беговым барабаном выше линии *AB*
16	$\Delta R_z = \Delta R_{z1} - \dot{x} K_ш$	ΔR_{z1} — распределенная нормальная нагрузка шины по длине пятна контакта с опорной поверхностью в статике; $K_ш$ — коэффициент демпфирования шины
17	$\Delta R_{z1} = \left\{ \begin{array}{l} \Delta C_ш, \text{ если } \Delta R_{z1} \leqslant \Delta R_{zmax} \\ \Delta R_{zmax}, \text{ если } \Delta R_{z1} > \Delta R_{zmax} \end{array} \right.$	$C_ш$ — жесткость шины; ΔR_{zmax} — максимальная распределенная нормальная нагрузка шины по длине пятна контакта с опорной поверхностью
18	$\tau_x = \Delta R_z \varphi + \Delta C_ш \sin\alpha - \dot{x} K_ш$	$\varphi = \dfrac{R_x}{R_z}$ — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью
19	$R_z = \int_x^L \Delta R_z dx$	—
20	$R_x = \int_x^L \tau_x dx$	—
21	$\dfrac{d\omega_к}{dt} = \dfrac{M_т - R_x r_{ко}}{J_к}$	$M_т$ — тормозной момент на колесе; $r_{ко}$ — кинематический радиус качения колеса в ведомом режиме; $J_к$ — момент инерции колеса

распределения нормальных и касательных реакций по длине пятна контакта шины с этими поверхностями в режиме качения и торможения.

И последнее. Экспериментальные исследования авторы проводили с помощью имеющегося в ИрГТУ специального комплекса. В качестве объекта исследования было взято колесо с шиной "Амтел Т301 175/65R14", давление p_w в ней составляло 0,18 МПа, или 1,8 кгс/см^2; нагрузки R_z на нее — 3 и 6 кН. Затормаживали колесо на цилиндрической поверхности бегового барабана диаметром 0,24 м и плоской опорной поверхности со скоростью, равной 40 км/ч. Коэффициенты трения шины по обеим поверхностям были одинаковыми.

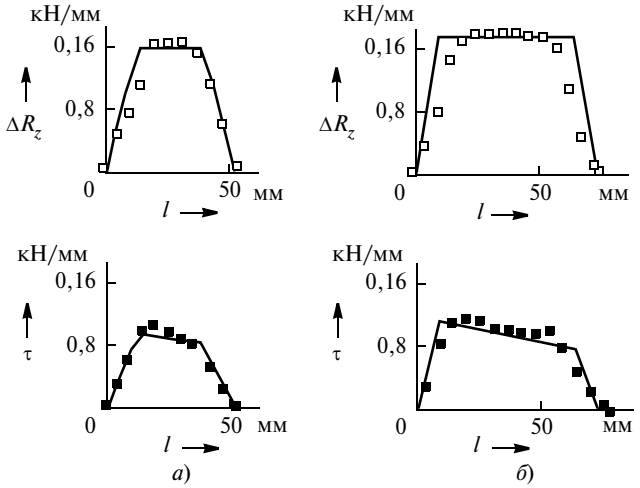


а)



б)

Рис. 3. Расчетные схемы, предназначенные для преодоления деформации эластичной шины при ее взаимодействии с цилиндрической опорной поверхностью ниже (а) и выше (б) разделительной линии АВ



а) *б*)

Рис. 4. Расчетные (сплошные линии) и экспериментальные (точки) эпюры распределения нормальной и касательной нагрузок по длине пятна контакта шины "Амтел Т301 175/65R14" в процессе торможения колеса на беговом барабане при R_z = 3 кН (а) и R_z = 6 кН

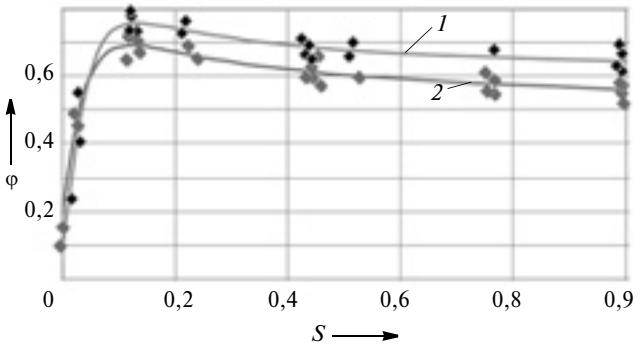


Рис. 5. Расчетная (сплошные линии) и экспериментальная (точки) зависимости коэффициента сцепления эластичной шины с плоской (1) и цилиндрической (2) опорными поверхностями при R_z = 3 кН и P_w = 0,18 МПа (1,8 кгс/см^2)

Результаты расчетного и экспериментального исследования показывают (рис. 5), что величина реализованного коэффициента сцепления эластичной шины на плоской опорной поверхности значительно меньше, чем на цилиндрической поверхности бегового барабана (кривые *1* и *2* соответственно). Иначе говоря, при одинаковом качестве покрытия плоской и цилиндрической опорных поверхностей величины реализованного коэффициента сцепления эластичной шины будут значительно отличаться в пользу цилиндрической опорной поверхности. Это означает, что реализуемый коэффициент сцепления эластичной шины зависит не только от качества покрытия опорной поверхности, типа рисунка протектора и давления в ней, как это принято считать, но и таких параметров, как кривизна опорной поверхности.

Литература

1. Кулько П.А., Ушаков К.В. Государственный технический осмотр. Проблемы и решения / Автотранспортное предприятие № 9, сентябрь 2005. С. 15—19.
2. Pacejka H.B. Some recent investigation into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires // Phys. Tire tract.: Theory and Exp. New-York—London. 1974.

УДК 334.726, 914/919

ВКЛЮЧЕНИЕ РАЗВИВАЮЩИХСЯ СТРАН В ЦЕПОЧКИ ДОБАВЛЕННОЙ СТОИМОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТНК: РУМЫНИЯ И "РЕНО"

С.А. САФОНОВ

МГУ имени М.В. Ломоносова (8.926. 086-81-74)

На примере Румынии и ТНК "Рено" рассматриваются особенности включения развивающихся стран в цепочки добавленной стоимости автомобилестроительных ТНК.

Ключевые слова: *автомобильная промышленность, транснациональные корпорации, развивающиеся страны, цепочки добавленной стоимости, "Рено Логан", Румыния.*

Safonov S.A.

INSERTION OF DEVELOPING COUNTRIES INTO VALUE CHAINS OF AUTOMOTIVE TNCS: ROMANIA AND RENAULT

Insertion of developing countries into value chains of automotive TNCs by the example of Romania and Renault is considered.

Keywords: *automobile industry, TNCs, developing countries, value chains, Renault Logan, Romania.*

На протяжении последних десятилетий всевозрастающая фрагментация производства товаров и услуг между различными странами потребовала коренного пересмотра парадигмы исследований этих процессов. В итоге появилась концепция цепочек добавленной стоимости [1], позволяющая раскрыть сущность тех революционных изменений, которые произошли с развитием международного разделения труда и экспансией ТНК.

Эти цепочки представляют собой полный спектр деятельности и процессов, которые фирмы и их рабочие выполняют, чтобы довести продукт от его концепции до конечного применения и дальше — вплоть до оптимизации [1].

Исходя из этого определения, цепочка добавленной стоимости (ЦДС) может быть определена как последовательность всех функциональных мероприятий, участвующих в процессе создания стоимости и включающих более одной страны. Причем, в частном случае, она для какого-то конкретного продукта, или услуги, может охватывать не только различные страны, но и различные отрасли.

Связывая географически разделенную деятельность, такие цепочки позволяют не только определить важнейшие факторы, контролирующие и управляющие деятельностью в сетевых структурах, но и верно показать роль и значение каждой из стран в создании конечного продукта. То есть ответить на вопрос, который беспокоит правительство любой страны. Например, конгресс США неоднократно критиковал КНР за "кражу" американских рабочих мест, чиновники КНР, в свою очередь, серьезно озабочены относительно низкой заработной платой китайских работников, утечкой прибыли в США через системы интеллектуальной собственности и возможностью того, что значительная переоценка юаня может сделать экспортеров страны неконкурентоспособными. И не без оснований: в 2012 г. 50 % китайского экспорта и 48 % импорта были сформированы исключительно филиалами зарубежных ТНК [2].

Процесс раздробления производства на отдельные стадии получил широкое развитие еще несколько десятилетий назад. Но нынешние массовые аутсоринг и офшоринг фирм сделали еще более глубокой международную фрагментацию производства. И это особенно характерно для автомобильной промышленности. Поэтому именно здесь и образовались цепочки добавленной стоимости в виде иерархической структуры, пирамиды, на вершине которой находятся фирмы-производители, занимающиеся проектированием, брендированием и конечной сборкой АТС.

Ниже (второй уровень) располагаются поставщики первого порядка, выпускающие готовые компоненты в кооперации с сетью более мелких поставщиков и субподрядчиков (третий уровень).

Положение субъектов этих уровней, естественно, разное. Если поставщики второго уровня принимают активное участие во всем производственном процессе, включая проектирование автомобилей, то поставщики третьего уровня работают только на поставщиков второго уровня.

Несмотря на глобальную активность автомобилестроительных фирм и поставщиков первого порядка, цепочка не всегда экономически выгодна: высокие транспортные издержки зачастую делают поставки, особенно межконтинентальные, неконкурентоспособными. Причем эта неконкурентоспособность характерна для нисходящих звеньев цепочек добавленной стоимости (готовые автомобили и крупноузловые автомобильные комплектующие). Кроме того, к размещению производства ближе к рынкам сбыта подталкивает и политика стран-импортеров: если доля импорта в общих объемах продаж в той или иной стране становится слишком большой, для автомобильных фирм существенно возрастают риски негативной политической реакции властей этих стран. В результате поставщики комплектующих вынуждены размещать свои производства внутри региональных систем.

Правда, свою роль в данном случае играют и экономические соображения: поставщики стараются соответствовать современным операционным требова-

ниям "поставка "точно вовремя", сотрудничество в проектировании, поддержка глобально производимых автомобильных платформ. Таким образом, получилось, что сеть поставщиков в автомобильной промышленности состоит из большого числа фирм, часть которых является локальными (нижний уровень) и глобальными (высший уровень) поставщиками с локальным присутствием.

Региональный характер организации производственного процесса отчетливо проявляется при определении географического источника импортных комплектующих и промежуточных товаров. Например, страны ЕС получают бóльшую часть автомобильных комплектующих из других европейских стран, в то время как члены НАФТА — из стран этого же регионального объединения. Отчетливая региональная интеграция сформировалась и в Азии.

Цепочки добавленной стоимости имеют громадное значение для автомобильной промышленности: их протяженность — одна из самых больших среди других отраслей экономики. Во многих странах показатель и отношение протяженности ЦДС в автомобилестроении к протяженности ЦДС других отраслей превышает 2,5. Тем самым отражается значимость вертикальных связей между автомобильной промышленностью и другими отраслями, т. е. бóльшая часть важных стадий цепочки находится за рубежом.

Одним из наиболее успешных примеров встраивания автомобилестроения страны с помощью материнской ТНК в цепочки добавленной стоимости является Румыния и ее взаимодействие с фирмой "Рено". "Рено" выпустила автомобиль "Логан", который привлек пристальное внимание экспертов мировой автоиндустрии своей ценой: ниже 6500 евро.

Многие тогда утверждали, что в данных ценовых рамках создать достойный автомобиль, способный получить широкое признание рынка, невозможно. Однако "Рено" с помощью своего "Логана" сумела вторгнуться в новый для них сегмент; и автомобили этого семейства с ценой менее 10 тыс. амер. долл. стали восприниматься как хорошая возможность для будущего роста.

Все это произошло не само собой. Еще в середине 1990-х гг. руководство "Рено" решило взять курс на снижение роли западноевропейских рынков для своей фирмы и обратило внимание на развивающиеся рынки. Но для них нужен был сравнительно недорогой автомобиль. И его прототип был. Это "проект X90", разработанный в Гвианкуре (научно-исследовательский центр фирмы, расположенный недалеко от Парижа). В нем был реализован принцип "простота". Он не предлагал широкого выбора опций новейших конструктивных изысков, был экономичен не только в плане его цены, но и в эксплуатации, и обслуживании.

Так, чтобы минимизировать его стоимость, "Рено" использовала три метода: "дизайн-в-стоимость", "перенос" и "автоматизированное конструирование". Сущность первого из них заключалась в минимизации издержек уже на этапе разработки автомобиля. Достигалось это за счет использования обычных, т. е. давно освоенных производством, компонентов и экономичных материалов; исключения любых элементов, несших только визуальную нагрузку. В частности, применение одинаковых правого и левого зеркал заднего вида позволило сэкономить более 2 евро на каждом автомобиле.

Усилия по повышению стоимостной эффективности фокусировались не только на прямых затратах, но и на потенциальной экономии во время процессов закупки и производства: выбор формы автомобиля и строго лимитированное число ее изменений позволили сделать процесс производства более простым, что также снижало затраты. Лобовые и задние стекла были лишь слегка изогнуты, что упрощало их установку. Наконец, "Рено" приняла решение использовать сталь в большинстве компонентов автомобиля — как более экономичный и, что немаловажно, доступный в развивающихся странах материал, чем алюминий.

Второй метод, "перенос", представлял собой использование опыта фирмы в создании других моделей и, по сути, концентрировался на B-платформе, разработанной совместно с "Ниссан" (они создали стратегический альянс в 2009 г.). Ее применение не только придало уверенности потребителям, но и благодаря использованию проверенных компонентов увеличило стабильность производства. Успех этой платформы позволил альянсу наращивать сотрудничество, принесшее свои плоды: по итогам 2007 г. треть всех проданных автомобилей (6,2 млн шт.) базировалась именно на ней.

Третий метод предусматривал широкое использование компьютерных моделей и полную симуляцию всех этапов производства с помощью информационных технологий, что позволило сэкономить на прототипах и их испытаниях.

Этот подход, конечно, использовался и раньше, но такого размаха он еще не достигал — экономия составила 20 млн евро. В итоге "Рено" потратила на разработку "Логан" лишь 360 млн евро, т.е. половину суммы, обычной для запуска новой модели.

Кроме того, фирма при постановке "Логан" на производство использовала комбинированную "стратегию водопада": автомобиль был представлен в серии последовательных фаз на различных зарубежных рынках. При этом каждая из фаз, в зависимости от баланса спроса и предложения, включала лишь определенный список стран.

Глобальная брендовая стратегия была также дифференцирована в соответствии со спецификой принимающих рынков. Например, в 50 странах "Логан" продавался под генетически румынском брэндом "Дачия", и в семи — под брэндом "Рено". Причем первый использовался там, где "Рено" уже имела определенную репутацию — чтобы привлечь внимание новых групп потребителей (Центральная Европа, Турция, Северная Африка); и второй, "обычный", — для открытия новых для себя рынков (Иран, Россия, Бразилия, Аргентина и Мексика).

Первые партии этого автомобиля были представлены на рынках Румынии, Чехии, Марокко, Алжира и Турции в конце 2004 г., а вскоре его стали продавать также в Эстонии, Латвии, Литве, России, Польше,

Словакии, Венгрии, Словении, Хорватии и Тунисе. При этом спрос на него оказался неожиданно высоким в странах Западной Европы, поэтому дилеры "Рено" в Германии, Франции и Италии стали самостоятельно импортировать его для своих покупателей. Итог: в настоящее время "Логан" продается уже более чем в 60 странах.

Такой успех ему обеспечил румынский филиал "Рено" — автозавод "Дачия". Если случалось падение продаж и снижение доли продукции "Рено" на рынках Западной Европы, то оно с лихвой компенсировалось постоянным ростом спроса на других рынках. При этом "Рено" удалось достигнуть уникальной для данного сегмента рентабельности: в Западной Европе она составила ~15 %, т. е. столько же, сколько обеспечил себе премиальный производитель "Порше" с моделью "911 Каррера".

"Дачия" стала играть не только важную роль в системе "Рено", но и принесла значительные выгоды румынской экономике, обеспечив ей 4,4 тыс. рабочих мест непосредственно на заводах, 4 тыс. рабочих мест в сфере обслуживания только одного завода в г. Питешти, 6,5 тыс. мест дистрибуции и ~150 тыс. — в смежных отраслях. Вклад "Рено" в экономический рост Румынии по итогам 2007 г. составил 2 % ВНП.

Эта дочерняя фирма "Рено", как отмечают эксперты, улучшила международный имидж страны: например, румынский премьер-министр К. Попеску-Тэричану заявил: "Логан" — лучший посол, который когда-либо был у Румынии".

Секрет низких издержек производства "Логан" обусловлен не только чисто техническими особенностями, но и должными конфигурацией и координацией всей цепочки создания стоимости. После покупки "Дачии" в 1999 г. "Рено" пришлось вложить в румынскую автомобильную промышленность ~500 млн евро — в 10 раз больше, чем стоимость румынской фирмы до поглощения. Но это позволило обновить ее производственные мощности, которым было уже ~40 лет, организовать деятельность и оптимизировать процедуры. Что и принесло свои плоды: в настоящее время оба завода "Дачии" входят в число наиболее эффективных предприятий "Рено". И это при всем том, что при воссоздании румынского автопрома "Рено" стремилась по минимуму автоматизировать производство автомобиля "Логан". Причиной тому была (и остается) низкая стоимость рабочей силы в Румынии. Но учитывалось также и то, что, как отмечает ряд исследователей, именно ручной труд способен производить высококачественную продукцию. (Не случайно он сохранился при производстве самых дорогих моделей других фирм, например, таких, как "Ауди Р8".) Наконец, "Дачия" демонстрирует высокий уровень вертикальной интеграции производства: автомобили в гг. Миовени и Питешти она не только собирает, но в производство включены завод по штамповке, кузовной, сварочный и малярный цеха, а также поблизости расположенные заводы, выпускающие двигатели и коробки передач, топливные баки и другие комплектующие. Ей удалось достигнуть тесного взаимодействия с местными поставщиками, благодаря чему был достигнут не только высокий уровень локализации производства, но и дополнительная выгода от более дешевых местных комплектующих (их доля в общей стоимости производства "Логан" составляет ~80 % [3]).

Решение об отказе от высокого уровня автоматизации заводов "Дачия" позволило, как сказано выше, повысить стоимостную конкурентоспособность производимой продукции. Но при этом число работников сократилось с 28,6 тыс. до 14,4 тыс. Но все равно эта численность в 2 раза выше, чем в среднем по остальным европейским заводам "Рено" с аналогичным объемом производства. То есть Румыния не потеряла столько рабочих мест, сколько могла потерять.

Далее. В современном автомобилестроении на долю затрат на поставки различного рода приходится в среднем 60 % стоимости транспортного средства [4]. Естественно "Рено" стремилась сократить расходы на покупку компонентов. И преуспела в этом: она закупала комплектующие для "Логан" и "Сандеро" на заводах "Дачия" в Румынии. Короткие расстояния перевозок означают низкие транспортные издержки: 50 % компонентов для производства "Логан" фирма получает в пределах индустриального парка (кластера) Питешти, сформировавшегося в непосредственной близости от заводов "Дачия", и только один этот фактор позволил снизить издержки на 100 евро на один автомобиль. Аналогичная ситуация и с "моделью-сестрой": 60 % компонентов для "Сандеро" "Рено" берет тоже в Румынии, а 30 % — в соседних Польше и Венгрии. (Для сравнения: уровень локализации завода БМВ в Спартанбурге, расположенного в штате Южная Каролина, США, составляет всего лишь 30 %, а остальные 70 % компонентов по-прежнему поступают из Европы.)

Однако следует отметить, что четыре из шести поставщиков в Питешти, дающие 50 % всех автокомпонентов для "Логан", являются филиалами ТНК, действующими в данной области, и только два — генетически румынскими. Из остальных четырех три базируются во Франции и один — в США.

Локализации подверглись также НИОКР фирмы "Рено": в 2007 г. в Румынии открылся центр "Рено Технолоджис Романия", в котором в настоящее время заняты ~2 тыс. человек. Этот центр участвовал в разработке модификаций "Логан" для стран Центральной и Восточной Европы, Северной Африки, а также для России и Турции. Исследования здесь проводятся не только в рамках изучения потребностей и вкусов потребителей разных стран, но и в технико-экономических рамках, включая изучение использования новых конструкционных материалов.

Очевидно, что для сформированного в Румынии производственного звена фирмы "Рено" требовалась эффективная логистика. По этой причине фирма в 2005 г. открыла в г. Миовени один из семи центров Международной логистической сети (ILN), который координирует все логистические аспекты деятельности "Дачии", включая взаимодействие со 188 поставщиками и отправку готовых "Логанов" в различные страны мира. С 300 занятыми и 900 тыс. $м^3$ отгруженных в 2012 г. компонентов (более 23 тыс. стандартных кон-

тейнеров) этот центр стал не только крупнейшим во всей группе "Рено", но и во всем мировом автомобилестроении.

Транспортирование автомобилей и компонентов фирмы строго подчинено ценовой политике. В отличие от большинства своих конкурентов, "Рено" предпочитает перевозить продукцию на судах. Например, практически все поставки на немецкий рынок выполняются судами фирмы "Вилли Бетц": автомобили из Миовени перевозят в дунайский порт Видин (~200 км) и загружают на корабли. Путешествие в 1440 км до г. Пассау занимает ~5 суток, после чего автомобили развозятся по дилерским центрам.

Такая организация перевозок позволяет экономить ~20 % общей их стоимости.

Таким образом, лоукост-сегмент предоставляет рынку совершенно новый тип продукта, требующий особой конфигурации цепочки добавленной стоимости. Для фирмы, стремящейся получить долгосрочную конкурентоспособность, размещение своего производства в развивающейся стране с относительно низкими издержками на труд важно не менее чем создание разветвленной, устойчивой сети поставщиков. И все ТНК, а не только "Рено", этим потенциалом пользуются все шире и настойчивее. Одно из свидетельств тому — развитие российской автомобильной промышленности в последние годы.

Литература

1. Gereffi G., Korzeniewicz M. The organization of buyer-driven global commodity chains: how US retailers shape overseas networks // Commodity Chains and Global Capitalism. Westport, 1994.
2. Dietzinbacher E., Romero I. Production Chains in an Interregional Framework: Identification by Means of Average Propagations Lengths // International Regional Science Review. 2007. Vol. 30. № 4. P. 362—383.
3. Lyle F. Dacia will get what it wants: more local parts // Automotive News Europe. 2008. Vol. 13. № 6. P. 22.
4. Van Biesebrieck J., Sturgeon T. Global value chains in the automotive industry: an enhanced role for developing countries // Technological Learning. Innovation and development. 2011. Vol. 4. № 1—3.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Панюков Д.И., Козловский В.Н. — Проблемы интеграции ИСО/ТУ 16949 и системы "бережливое производство" на предприятиях российского автомобилестроения 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Дунь С.В. — Технико-эксплуатационные характеристики газобаллонного автомобиля КрАЗ 5

Нагайцев М.В. — Двигатели с регулируемыми степенью сжатия и рабочим объемом 8

Гусаров В.В., Кирилочкин И.И., Туманян Д.А. — Количественный анализ уравновешенности двигателей типа W12 11

Загребин Г.Г. — Расчет формы поршневых колец в свободном их состоянии 13

Верещагин С.Б., Гладов Г.И., Демидов Л.В. — Особенности процесса маневрирования многоопорных платформ 15

Лобов Н.В., Мальцев Д.В., Генсон Е.М. — Положение манипулятора мусоровоза и степень его нагруженности 18

Рыжих Л.А., Леонтьев Д.Н., Быкадоров А.В. — Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости 20

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И. — Результаты технического аудита дилерских предприятий автотехобслуживания 24

Дубовик Е.А. — Расчет конкурентоспособности предприятия автосервиса по виду оказываемых услуг 26

Геращенко В.В., Лустенков М.Е., Вепринцев Н.В., Миронов К.Д., Новиков А.С. — Стенд для диагностирования гидротрансформаторов 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Новоселов В.Л. — Контрольно-измерительный комплекс тормозных систем с пневмоприводом 31

Федотов А.И., Бойко А.В. — Механика взаимодействия эластичной шины с цилиндрической поверхностью бегового барабана диагностического стенда 33

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Сафонов С.А. — Включение развивающихся стран в цепочки добавленной стоимости автомобильных ТНК: Румыния и "Рено" 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 01.08.2014. Подписано в печать 19.09.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.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.