



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

УДОВЛЕТВОРЕННОСТЬ ПОТРЕБИТЕЛЯ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРОДУКЦИИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**,
канд. техн. наук **В.И. СТРОГАНОВ**
Поволжский ГУ сервиса (8482. 63-71-40), МАДИ (ГТУ)

Рассматриваются результаты исследования проблемы оценки удовлетворенности потребителей качеством и надежностью автомобилей с помощью инструментов технического маркетинга.

Ключевые слова: качество, надежность, удовлетворенность потребителей; автомобиль.

Kozlovskiy V.N., Stroganov V. I.

CUSTOMER SATISFACTION – A TOOL TO IMPROVE COMPETITIVENESS OF THE AUTOMOTIVE

The results of a study assessing the problem of customer satisfaction for quality and reliability of cars using the tools of technical marketing are considered.

Keywords: quality; reliability; customer satisfaction; car.

Основными характеристиками автомобильного рынка России сегодня, как известно, являются два фактора – динамичность его развития и ужесточение конкуренции между автопроизводителями. Причем главная проблема конкурентоспособности автомобилей традиционных российских марок, что тоже хорошо известно, заключается в их невысоком, по сравнению с аналогичной продукцией ведущих автомобилестроителей, качестве. Особенно с точки зрения их оборудования "умными" системами управления, соответствующими "зеленым технологиям". И тому есть причина. Например, сейчас, как и во времена СССР, наши автозаводы определяют качество и надежность автомобилей в основном путем лабораторных и ресурсных испытаний образцов комплектующих изделий, а также испытаний пилотных серий АТС. И только в последнее время они начинают, причем довольно робко, обращать внимание на бесценный ресурс анализа – базы данных по отказам серийно выпускаемых изделий в гарантийный период эксплуатации. И по-прежнему не задействуют такой

существенный сегмент инструментов качественно-количественного анализа, как исследования в области удовлетворенности потребителей качеством продукции, т.е. инструменты "горячих линий" и обратных связей между потребителем и производителем, углубленный анализ публикаций в специализированных СМИ, анализ отзывов потребителей на специализированных форумах, в сети Интернет и т.д. Другими словами, не используют инструменты технического маркетинга.

Не менее важная проблема российского автомобилестроения состоит в том, что маркетинговые исследования, проектирование и запуск в производство новой продукции осуществляются без стратегического планирования развития в области качества. Отсюда и "провалы" при выпуске на рынок новых моделей автомобилей, недостаточно отработанных с точки зрения качества и надежности.

Между тем у зарубежных конкурентов все эти вопросы давно решены.

Так, ведущие мировые автоконцерны даже не представляют свою работу без изучения качества и надежности продукции конкурентов: именно на этой основе они формулируют собственные стратегические цели в области качества и надежности продукции на срок от 3 до 5 лет, определяя тем самым позиции своего бренда на рынке. И на базе этого формируют инновационные инструменты управления качеством и надежностью. Отечественные же автомобилестроители не то что не применяют, а даже не всегда знакомы в полной мере с такой стратегией.

Это, конечно же, следствие исторической запущенности в исследовании вопросов влияния качества и надежности продукции на конкурентные позиции предприятий – производителей автомобилей. Ведь в советское время, а также в 1990 гг., когда уровень конкуренции был не очень высоким, у многих производителей и в том числе специалистов, сложилось очень специфическое понимание термина "качество автомобиля": чем меньше его поломок в период эксплуатации, тем выше его качество. Однако это не совсем так, что хорошо видно из рис. 1, на котором приводится структура модели оценки бренда автопроизводителя, разра-



Рис. 1. Обобщенная структура модели оценки бренда автопроизводителя

ботанная одним из лидеров рынка маркетинговых услуг в области организации и проведения исследований удовлетворенности потребителей качеством и надежностью продукции.

Эта модель показывает связь между различными аспектами комплексной оценки бренда по единичным факторам (дизайн и набор характеристик автомобиля; его цена и ее важность для потребителя; эффективность системы распределения и работы с потребителем; качество продукта). То есть факторы, которые отражают восприятие потребителем своего автомобиля. Они, эти факторы, накапливаются у потребителя как эмоциональные и обдуманые предпочтения, анализируются в сознании на протяжении всего срока эксплуатации транспортного средства. Короче говоря, именно они определяют имидж фирмы-производителя АТС. Поэтому взвешенная сумма качественных и количественных оценок данных факторов, исходя из их значимости для потребителя, и определяет для производителя общую количественную оценку его бренда. И здесь вырисовывается довольно интересная картина, которой, к сожалению, пренебрегают до сих пор наши автозаводы.

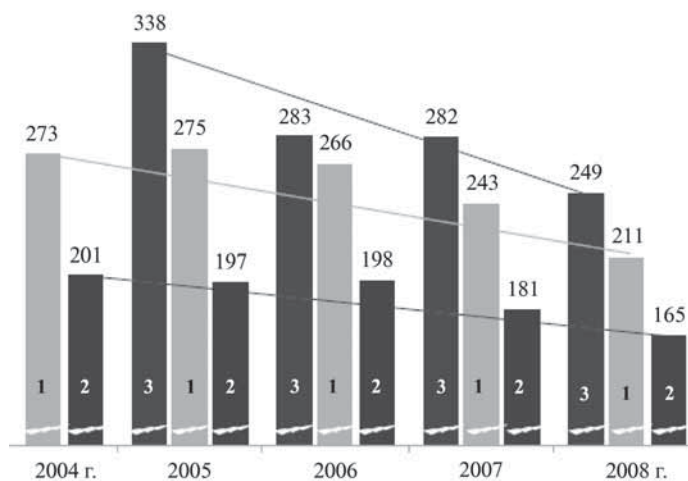


Рис. 2. Изменение качества (числа дефектов) автомобилей в 2004–2008 гг. по основным рынкам Европы:

1 – Германия; 2 – Англия; 3 – Франция

Качество АТС – это, прежде всего, дизайн и набор характеристик автомобиля. Потому что потребитель никогда не будет удовлетворен продуктом с невысокими уровнем дизайна и набором характеристик, если он видит рядом с собой, в том же транспортном потоке, АТС, которое его "обыгрывает". И его, в общем-то, мало интересует, что качество автомобиля отражает эффективность организации процесса проектирования, закупок, производства, продаж и послепродажного обслуживания. Это – задача производителя. И для повышения качества своей продукции автомобилестроитель должен очень умно организовывать распределительную систему и систему работы с потребителем.

Из всего, что сказано выше, можно сделать лишь один вывод: эффективность мер, направленных на повышение конкурентоспособности продукции отечественного автопрома, зависит от своевременности разработки и внедрения комплексной системы измерения удовлетворенности потребителей качеством продукции, а также системного комплексного метода стратегического планирования в области качества и надежности. И этот вывод признают все больше сторонники. Но, к сожалению, на многих российских автозаводах по-прежнему эксплуатируют идею планирования качества продукции с использованием только статистических отчетов об отказах продукции в период гарантийной эксплуатации. Хотя ограниченность такого подхода легко доказать, воспользовавшись, например, рис. 2, на котором приведена диаграмма из доклада "Добиваемся успеха, основываясь на мнении покупателя" представителя английской фирмы "Дж. Д. Пауэр" в 2010 г. Эта диаграмма отражает изменение качества автомобилей из числа проблем, связанных с жалобами потребителей на отказы, уровень комфорта и т.д., в расчете на 100 транспортных средств по наиболее развитым автомобильным рынкам Западной Европы – Германии, Франции и Англии.

Как видим, с 2004 по 2008 г. на всех этих рынках число таких проблем существенно уменьшилось. А вот что касается уровня удовлетворенности потребителей (рис. 3), то он фактически не изменился. Хотя, если судить по рис. 2, все должно быть наоборот. Это говорит о том, что потребитель становится все жестче в своих требованиях и запросах. И тот, кто не учитывает это, ограничиваясь только улучшением одной или нескольких характеристик (скажем, надежностью) своей продукции, в конкурентной борьбе проигрывает.

Ведь удовлетворить потребителя сегодня можно только с помощью комплексного решения проблем качества, улучшения статистики отказов, а улучшение статистики отказов должно быть всего лишь одним из пунктов комплексной программы его повышения. Это означает, что для наиболее полного понимания проблем, волнующих потребителей, недостаточно использовать "сухие" цифры статистических отчетов по отказам автомобилей в эксплуатации. Нужны какие-то новые инструменты измерения удовлетворенности, обеспечивающие наиболее полное освещение проблемы качества. Необходимо исходить из того, что потребитель имеет право решающего голоса. И этот голос, если быть точным, определяет судьбу автопроизводителя. Именно поэтому в начале данной статьи авторы обозначили позиции

качественно-количественного анализа удовлетворенности потребителей как основы эффективного измерения конкурентоспособности продукции.

Теперь попытаемся "расшифровать" эту позицию.

Качественный анализ, по нашему мнению, заключается в постоянном мониторинге информации, поступающей от потребителей в виде публикаций в СМИ, отзывов на Интернет-форумах, жалоб, получаемых по линии обратной связи, и т.д. При этом нельзя забывать о необходимости совместного (перекрестного) анализа информации на каждом этапе аналитической деятельности. Современное изучение удовлетворенности потребителей заключается в постоянной актуализации и внедрении новых инструментов, обеспечивающих все большую полноту и достоверность информации, которая необходима для повышения конкурентоспособности продукции. То есть традиционные подходы в организации процессов стратегического планирования улучшения качества и надежности автомобилей сегодня нуждаются в пересмотре. Причин тому множество: низкая эффективность методов, основанных только на анализе данных гарантийной эксплуатации; большие функциональные разрывы между службами маркетинга, инжиниринга и управления качеством; недостаточное использование инструментов бенчмаркинга для повышения качества и надежности продукции.

По мнению авторов статьи, перспективной пирамидой менеджмента процессов анализа качества и надежности автомобиля и определения перспектив развития проекта должна стать схема (пирамида), приведенная на рис. 4, при взгляде на которую сразу же бросается в глаза фактор роста значимости службы управления качеством на предприятии.

Действительно, опыт показывает, что традиционно на российских автозаводах качество всегда означало в основном только одно — тотальный технический контроль. Отсюда и доминирование на предприятиях в рамках службы качества только одной функции именно такого контроля. Однако на предприятиях зарубежных стран отношение к качеству изменилось: там оно стало совокупностью инструментов управления, которые в комплексе обеспечивают эффективное развитие предприятия, улучшают его конкурентные позиции. Причем они давно уже не ограничиваются улучшением технических характеристик продукции.

Сейчас ведущие отечественные предприятия России — такие, как ВАЗ, КамАЗ и др., подошли к необходимости разработки и внедрения подобной же системы управления. Но переход от традиционной системы расстановки приоритетов в области качества к новой модели требует значительных усилий и решения как минимум трех задач. Во-первых, изменить структуру управления предприятием. Многие функции в названной выше пирамиде определяют деятельность маркетинговых служб. Но здесь речь идет о проблеме организации системы технического маркетинга именно

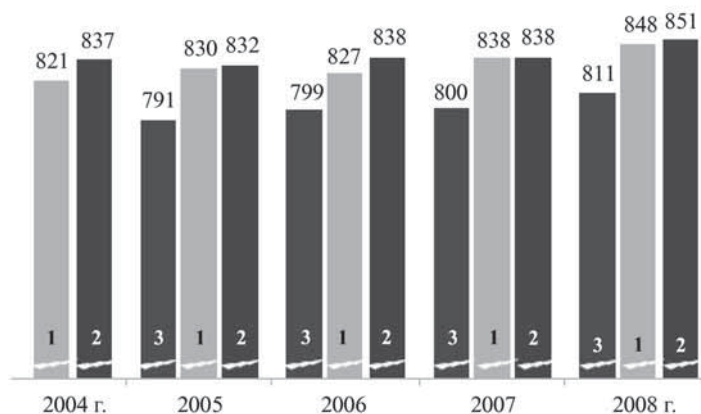


Рис. 3. Динамика изменения удовлетворенности потребителей по ключевым автомобильным рынкам Западной Европы:

1 — Германия; 2 — Англия; 3 — Франция

в рамках службы качества предприятия. И это, на взгляд авторов, — ключевая позиция. Ведь на предприятии роль представителя потребителя фактически играет служба качества. Она же — координатор всех видов деятельности предприятия в рамках системы менеджмента качества. То есть эта служба — главный игрок, у которого в руках все "ниточки" управления процессами, начиная от проектирования нового продукта и заканчивая утилизацией старого.

Во-вторых, при изменении текущей структуры предприятия в рамках службы качества всегда требуется создание подразделения, занимающегося анализом удовлетворенности потребителей. На что предприятие, как свидетельствует опыт, идут очень неохотно, так как организация аналитической службы связана с целым рядом проблем, главная из которых — кадровая. Именно поэтому задачу решать следует постепенно, реализуя часть функций технического маркетинга в рамках существующей маркетинговой службы. Но все участники процесса должны понимать, что эта ситуация временная. В перспективе же аналитиче-



Рис. 4. Пирамида менеджмента процессами анализа качества и надежности автомобиля и определения перспектив развития проекта

ское подразделение удовлетворенности потребителей должно находиться в структуре службы качества.

В-третьих, необходима ломка сознания. Например, проводя тренинг по инструментам удовлетворенности потребителей на одном из предприятий отрасли, авторы статьи столкнулись с тем, что его эксперты необходимость организации новых функций в рамках службы качества просто не видели. Их точка зрения: зачем что-то менять, если ожидаемый результат то ли будет, то ли нет. Однако такое мнение нужно радикально менять. Маркетинговая служба на любом предприятии, безусловно, важна. Но у нее нет таких рычагов управления, которые есть у службы качества. И, наконец, нет и не может быть конфликта в том, что функция анализа удовлетворенности потребителей переходит в службу качества, в то время как перспективное прогнозирование, изучение предпочтений потребителей, анализ рынков и сегментация потребителей являются естественными функциями маркетинга.

Но и это еще не все. Решив проблемы, связанные с переходом на новую организационную структуру анализа удовлетворенности потребителей и систему стратегического планирования качества продукции, необходимо развивать перспективную методологию измерения удовлетворенности потребителей на разных стадиях жизненного цикла продукции. И инструменты такого измерения с учетом их связи с перспективной пирамидой менеджмента процессов анализа качества и надежности автомобиля и определения перспектив развития проекта есть.

Базовые цели в области качества, трансформируемые из статистических данных по отказам автомобилей в период гарантийной эксплуатации (рис. 5), формируют известную российским специалистам в области качества систему постановки и достижения целей предприятия в области качества. Так, на основе анализа статистики отказов автомобилей за предыдущий период (например, за прошедший год) несложно выбрать цель в области качества на будущее. Правда, цель должна обладать свойствами напряженности, достижимости и измеримости. Но, как сказано выше, такой подход исключает из числа игроков потребителя, его запросы. Что недопустимо. В предлагаемой же

авторами и используемой за рубежом пирамиде есть существенные отличия от традиционного подхода. И суть, если коротко, сводится к следующему.

Главное отличие предлагаемой системы – "пирамиды" от традиционных отечественных систем состоит в том, что в этом случае цели устанавливаются на основе результатов бенчмаркингových исследований не только в области технического качества, но и удовлетворенности потребителей автомобилей различных марок. Такая система назначения целей существенно эффективнее, поскольку базируется на более полной и объективной информации, отражающей развитие качества и надежности автомобилей не по одному производителю, а по рынку в целом.

Второе. Согласно ей, качество автомобилей нужно оценивать не только с точки зрения их отказов и прочих потребительских свойств (материальные затраты, посторонние шумы, удобство эксплуатации). Причем не только по данным об отказах автомобилей в период их гарантийной эксплуатации, поступающим от предприятий сервисно-сбытовой сети. Чего сейчас мало для проведения полноценного анализа информации о качестве и удовлетворенности потребителей явно недостаточно. Предлагаемая же модель, структура которой приведена на рис. 6, включает не только базу данных об отказах автомобилей, но и информацию специализированных автомобильных СМИ, в которых публикуются статьи представителей экспертного сообщества об уровне качества и надежности автомобилей, об основных проблемах отрасли и т.д.

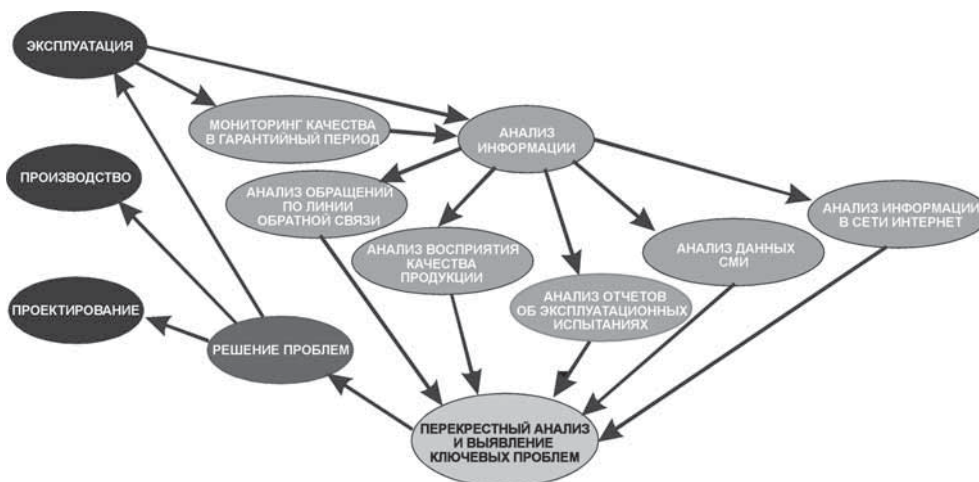
Таким образом, становится совершенно очевидным: несмотря на успехи традиционных российских моделей, добившихся существенного роста продаж и расширения сегмента рынка в 2010–2011 гг., благодаря доступности их цены, конкуренция между автопроизводителями после вступления в ВТО непрерывно ужесточается. И ясно, что организация СП и сборочных производств, а также доминирование российских марок автомобилей в нижнем ценовом сегменте постепенно сойдет на нет.

Все, что сказано выше, говорит об одном: повышение конкурентоспособности продукции есть не



Рис. 5. Традиционная система сбора информации о качестве автомобилей в период гарантийной эксплуатации

Рис. 6. Перспективная структура модели анализа удовлетворенности потребителей качеством и надежностью автомобилей



что иное, как эффективная работа предприятий в области качества. Пора понять: использование инструментов управления качеством, основанных на измерении уровня брака и отказов в эксплуатации, уже недостаточно. Потребитель стал основным фак-

тором производства. И тот, кто не видит его главенствующего положения, не изучает "горячих линий", не моделирует удовлетворенности, т.е. не использует инструменты технического маркетинга, обязательно проиграет.



Вторая международная конференция и выставка "Алюминий-21/Сварка и пайка" прошла в Санкт-Петербурге. Мероприятие организовано компанией "Алюсил-МВиТ" в партнерстве с "Алкоа Россия" и при поддержке Международного сварочного института (Франция), Российского научно-технического сварочного общества, Института электросварки имени Е.О. Патона НАН Украины, ЦНИИ КМ "Прометей" и Ассоциации пресовщиков алюминия (АПРАЛ).

На конференции обсуждались успехи последних лет и проблемы получения сварных и паяных соединений в конструкциях из алюминиевых сплавов и легких металлов. В ее работе приняли участие представители 53 компаний из девяти стран мира: Австрии, Германии, Китая, Нидерландов, России, США, Украины, Финляндии и Швеции. В том числе специалисты высших учебных заведений, таких как ДГТУ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, СПбГПУ и зарубежных университетов (из Финляндии, Германии, Нидерландов).

Пленарную сессию открыл представительный доклад президента РСНТО д.т.н., профессора Олега Стеклова (РНТСО). В конференции заслушано 33 доклада. По итогам опроса участников наиболее интересными признаны следующие: "Современное разви-

тие сварки трением с перемешиванием в Китае" – Гуохонг Лунь (фирма "Бамтри", Китай), "Сварка трением с перемешиванием в производстве крупногабаритных изделий из алюминиевых сплавов" – Петр Васильев (предприятие "Сеспель", Чебоксары), "Технологии роботизированной сварки алюминиевых деталей скоростных поездов с большими допусками" – Мартин Вихсберк (Роботерсистем, Австрия), "Лазерно-лучевая сварка высокопрочных алюминиевых сплавов" – Йенс Стандфусс ("Фраунхофер IWS Дрезден", Германия), "Высококачественные сварочные проволоки для MIG- и TIG-сварки алюминиевых сплавов производства "ЭСАБ-Алкотек" – Сергей Чамов (ЭСАБ, Швеция), "Современные способы сварки алюминия плавлением" – Израэль Стол ("Алкоа", США), "Свойства и структура сварных соединений из нового свариваемого сплава 1565с системы алюминий–магний" – Александр Дриц ("Алкоа Россия"), "На пути к новому поколению коррозионно-стойких алюминиевых листов для пайки" – Фарид Нороузи Афшар ("Ту Делфт", Нидерланды) и др.

Официальный партнер конференции – компания "Алкоа Россия" – учредил специальный приз за инновационные технологии и наиболее значимые достижения, представленные в докладах и экспозиции. Призерами стали: Глеб Туричин (Институт лазерных и сварочных технологий (СПбГПУ, Россия), Гуохонг Лунь ("Бамтри", Китай), Вера Павлова (ФГУП ЦНИИ КМ "Прометей"), Эза Хилтунен (Технологический университет Лаппенрантэ, Финляндия), Юрий Филатов (ВИЛС), Йенс Стандфусс ("Фра-

унхофер IWS Дрезден", Германия), Петр Васильев ("Сеспель", Чебоксары), Торкель Стенквист ("Сапа Текнолджи", Швеция), Александр Конюхов (ВНИИЖТ).

На выставке материалов, технологий и оборудования свою продукцию и услуги представили такие ведущие компании, как российские ООО "ВКС", ООО "Технологический центр ТЕНА", ООО "Опытный завод "Авиаль", шведские ESAB и "Сапа Хит Трансфер".

В рамках мероприятия состоялась экскурсия на кафедру сварки факультета "Технологии и исследования материалов" Санкт-Петербургского государственного политехнического университета и производственную площадку компании "Алюарт". Участникам и гостям предложена также интересная культурная программа.

В 2013 г. организаторами запланированы четыре конференции, связанные с различными аспектами применения легких сплавов:

VI Международная конференция и выставка "Алюминий-21/Рециклинг" (9–11 апреля, Москва);

III Международная конференция и выставка "Алюминий-21/Покрyтия" (25–27 июня, Санкт-Петербург);

II Международная конференция и выставка "Алюминий-21/Транспорт" (1–3 октября, Санкт-Петербург);

III Международная конференция и выставка "Магний-21/Новые горизонты" (3–5 декабря, Израиль).



СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ СИЛОВОГО АГРЕГАТА МЗКТ79191 И МЗКТ7431, ВЫПОЛНЕННАЯ НА ОСНОВЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Канд. техн. наук **Д.Л. КАРЕЛИН**,
канд. физ.-мат наук **С.И. ХАРЧУК**, **В.Л. МУЛЮКИН**
ИНЭКА (8552. 39-59-72)

Дается описание конструкции и метод расчета гидравлического привода системы охлаждения силового агрегата шасси МЗКТ79191 с колесной формулой 12×12.

Ключевые слова: гидравлический привод, система охлаждения, гидромотор.

Karelin D.L., Harchuk S.I., Muljukin V.L.

SYSTEM OF COOLING OF THE POWER UNIT OF TRACTORS MZKT79191 AND MZKT7431 ON THE BASIS OF A HYDRAULIC DRIVE

The description of a design and a technique of calculation of a hydraulic drive of system of cooling of the power unit of chassis MZKT79191 by the wheel formula 12×12 are resulted.

Keywords: hydraulic drive, cooling system, hydromotor.

Минский завод колесных тягачей (МЗКТ), как известно, специализировался на разработке и изготовлении многоосных тягачей для оборонно-промышленного комплекса СССР [1]. Основное назначение его машин – транспортирование ракетного комплекса "Пионер" (СС-20, по классификации НАТО). В дальнейшем в интересах МО создавались более современные ракетные комплексы, такие как "Тополь" и "Тополь М", для транспортирования и применения которых инженеры МЗКТ разработали и специальные многоосные шасси МАЗ-7917 (14×12) и МЗКТ79221 (16×16). Но наряду с военными разработками на МЗКТ велись проектировочные работы по специальным шасси и для других отраслей экономики. Один из таких проектов – разработка и изготовление в 1993 г. по заказу нефтегазодобывающей промышленности шестисосного шасси МЗКТ79191, предназначенного для транспортирования вышечно-лебедочных устройств, входящих в состав блочно-модульной буровой вышки, функциональное предназначение которой предполагало проведение геологоразведочных работ, а также бурение новых нефтяных и газовых скважин в еще не освоенных районах и восстановление старых скважин. В итоге было создано шасси МЗКТ79191 колесной формулы 12×12 (рис. 1), которое представляет собой платфор-

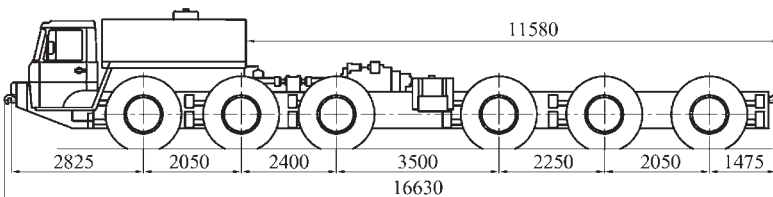


Рис. 1. Шасси МЗКТ-79191

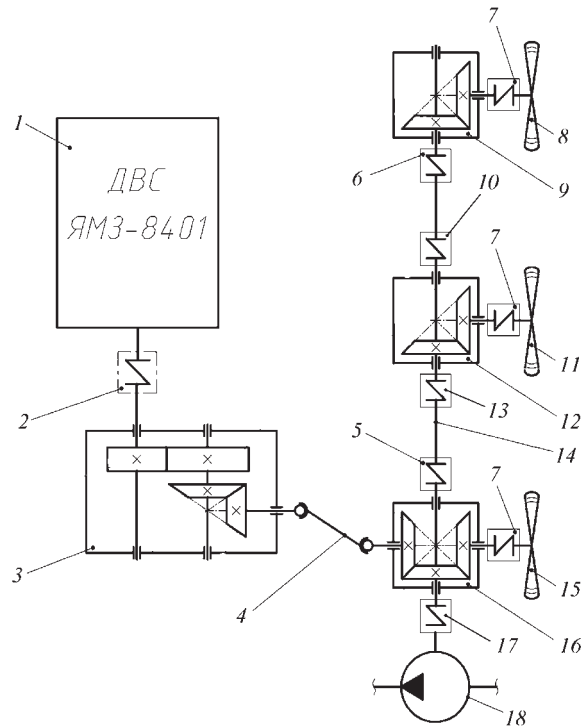


Рис. 2. Кинематическая схема механического привода системы охлаждения силового агрегата:

1 – ДВС; 2 – демпферное соединение; 3 – коробка отбора мощности; 4 – карданный вал; 5, 6, 10, 13, 17 – компенсационная муфта; 7 – электромеханическая муфта; 8, 11, 15 – вентилятор; 9, 12, 16 – угловой редуктор; 14 – торсион; 18 – циркуляционный насос

му с кабиной, силовым агрегатом в составе двигателя ЯМЗ-8401.10-24 мощностью 478 кВт (683 л.с.) и автоматической гидромеханической коробкой передач (ГМКП) с блокируемым гидротрансформатором и четырехступенчатой планетарной коробкой. Но при этом специалистам МЗКТ пришлось столкнуться с одной неприятностью: дело в том, что кинематическая схема механического привода системы охлаждения силового агрегата (рис. 2) рассчитываемого шасси функционально была выполнена следующим образом.

Двигатель 1 через демпферное соединение 2 передает крутящий момент на коробку отбора мощности 3, имеющей специальный выходной фланец для крепления карданного вала 4. Второй конец этого вала соединен с угловым редуктором 16 (7919-1315310), который имеет два выходных вала, через эластичные компенсационные муфты 5 и 17, передающие крутящий момент далее: один –

на циркуляционный насос 18 контура подачи охлаждающей жидкости к гидромеханической коробке передач, а другой — через торсион 14, компенсационные муфты 5 и 6 на угловые редукторы 12 (7919-1315311) и 9 (7919-1315312) соответственно. У каждого из трех редукторов есть свой выходной вал, связанный через электромеханическую муфту (7) с алюминиевой крыльчаткой вентилятора (8, 11, 15). Вентиляторы, в свою очередь, подают воздух на радиаторы охлаждения ДВС и гидромеханической коробки передач.

В процессе проектирования шасси МЗКТ79191 для нефтяников специалисты МЗКТ, как всегда, добивались, чтобы оно обладало возможно большей надежностью систем в целом. Не стал исключением и привод систем охлаждения двигателя и трансмиссии. В результате он получился излишне громоздким, перетяжеленным. Что, в общем-то, не имело значения в армейских условиях, но сразу же выявилось в процессе эксплуатации бурового комплекса: из-за наличия постоянной вибрации, значительной массы угловых редукторов и высокого момента инерции крыльчатки вентилятора начался массовый выход из строя подшипников валов угловых редукторов и торсионов. В связи с этим была поставлена задача снова спроектировать весь механический привод системы охлаждения двигателя и ГМКП, сделать его более компактным и надежным. И ее решили, заменив механические связи и агрегаты системы гидравлическими.

Принципиальная гидравлическая схема нового привода вентиляторов приведена на рис. 3.

Как и в традиционной для МЗКТ схеме (см. рис. 2) она включает: двигатель 1, демпферное соединение 2, коробку отбора мощности 3 и карданный вал 4, с которым соединен аксиально-поршневой насос 7 с наклонным блоком (310.4.56.06). Однако возможен и вариант с подключением насоса напрямую, без карданного вала 4.

Этот насос засасывает жидкость из бака 24 и под давлением подает ее в гидрораспределитель 8 (РСЭ 25.25-20.5-50-4×01.43-30 Г24), имеющий электрогидравлическое управление. Сам же распределитель состоит из регулирующей (а) и четырех (б–д) направляющих секций, разделяющих поток жидкости по рукавам высокого давления и подающих его в гидромоторы (310.4.12.06). Работает распределитель следующим образом.

Пока температура охлаждающей жидкости не достигла 363...366 К, или 90...93 °С, его золотник отсекает напорную магистраль от контуров с гидромоторами и направляет весь поток в сливную магистраль.

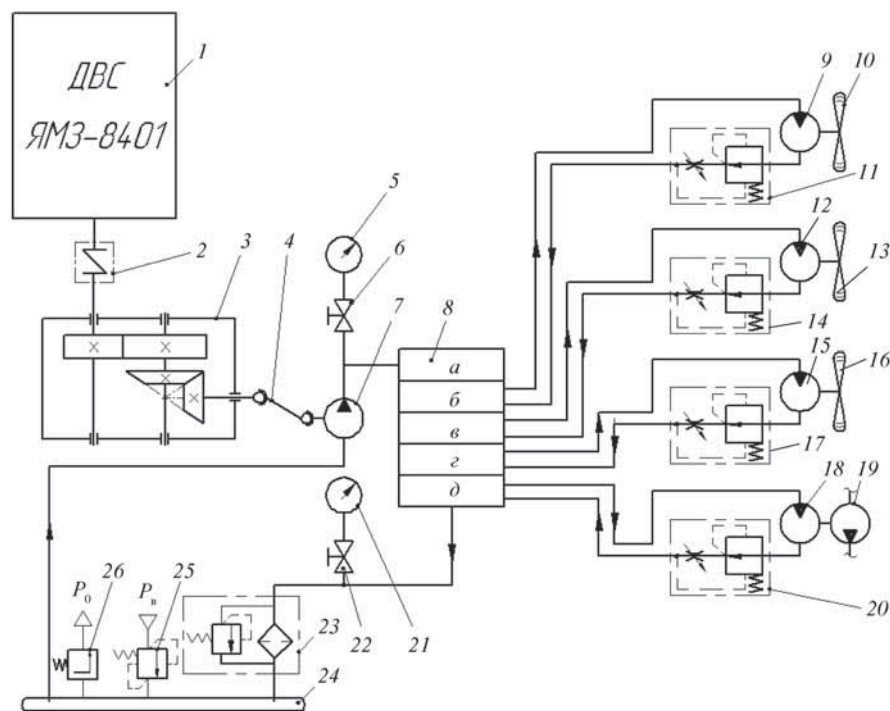


Рис. 3. Схема гидравлического привода системы охлаждения силового агрегата:

1 – ДВС; 2 – демпферное соединение; 3 – коробка отбора мощности; 4 – карданный вал; 5, 21 – манометр; 6, 22 – запорный кран; 7 – аксиально-поршневой насос; 8 – гидрораспределитель; 9, 12, 15, 18, 19 – гидромотор; 10, 13, 16 – вентилятор; 11, 14, 17, 20 – регулятор расхода; 23 – фильтр с предохранительным клапаном; 24 – масляный бак; 25 – редукционный клапан; 26 – предохранительный клапан

Жидкость, находящаяся в контуре гидромоторов, может свободно циркулировать. Когда же температура достигает заданную, электрический сигнал от соответствующих датчиков поступает на электрогидравлический механизм секции распределителя, с которой он связан. Основной золотник смещается, и поток жидкости начинает поступать к гидромотору его контура, приводя вал последнего с жестко закрепленным на нем вентилятором во вращение.

Регуляторы 11, 14, 17 и 20 (МПГ 55-34М), установленные на выходе из гидромоторов, поддерживают постоянным поток жидкости, циркулирующей в контуре. Затем жидкость поступает обратно в распределитель и далее через фильтр 23 с предохранительным клапаном направляется по сливной магистрали в бак 24.

Бак 24 расположен, по конструктивным соображениям, ниже уровня всего гидропривода, поэтому, чтобы избежать кавитации в насосе, в нем создается избыточное давление воздуха. Это обеспечивают редукционный клапан 25, подключенный к пневмосистеме шасси, и предохранительный клапан 26.

Для контроля давления жидкости в напорной и сливной магистралях используются манометры 5 и 21, подключаемые к системе через шаровые запорные краны 6 и 22.

Преимущество у гидравлической системы привода вентиляторов перед системой с механическим приводом как минимум четыре.

№ формулы	Формула	Примечание
1	$u_{\text{ком}} = u_{\text{ц}} u_{\text{к}}$	$u_{\text{ком}}$ – передаточное число коробки отбора мощности; $u_{\text{ц}}$ – передаточное число цилиндрической передачи; $u_{\text{к}}$ – передаточное число конической передачи
2	$n_{\text{ком}} = \frac{n_{\text{двс}}}{u_{\text{ком}}}$	$n_{\text{ком}}$ – частота вращения на выходе из коробки отбора мощности; $n_{\text{двс}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя
3	$n_{\text{цн}} = \frac{n_{\text{ком}}}{u_{\text{ур}}}$	$n_{\text{цн}}$ – частота вращения вала циркуляционного насоса; $u_{\text{ур}}$ – передаточное число углового редуктора
4	$Q_{\text{н}} = V_{\text{раб.н}} n_{\text{ком}}$	$Q_{\text{н}}$ – подача насоса; $V_{\text{раб.н}}$ – рабочий объем насоса
5	$Q_{\text{м}} = V_{\text{раб.м}} n_{\text{ком}}$	$Q_{\text{м}}$ – потребный расход через гидромотор вентиляторов
6	$Q_{\text{цн}} = V_{\text{раб.м}} n_{\text{цн}}$	$Q_{\text{цн}}$ – потребный расход через гидромотор циркуляционного насоса
7	$S_{\text{рав}i} = \frac{\pi d y_i^2}{4}$	$S_{\text{рав}i}$ – площадь i -го рукава высокого давления соответствующего контура; $d y_i$ – диаметр условного прохода i -го рукава соответствующего контура
8	$v_i = \frac{Q}{S_{\text{рав}i}}$	v_i – скорость потока жидкости в рукаве высокого давления соответствующего контура; Q – подача насоса, потребный расход гидромотора либо циркуляционного насоса соответственно
9	$Re_i = \frac{v_i d y_i}{\nu}$	Re_i – число Рейнольдса для соответствующего участка РВД (при $Re_i < 2320$ – ламинарный режим течения, при $Re_i < 2320$ – турбулентный режим течения)
10	$\lambda_{\text{л}} = \frac{64}{Re_i}$	$\lambda_{\text{л}}$ – коэффициент гидравлического трения при ламинарном движении жидкости
11	$\lambda_{\text{т}} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$	$\lambda_{\text{т}}$ – коэффициент гидравлического трения при турбулентном движении жидкости
12	$\Delta p_{\text{п}i} = \frac{\lambda l_i \rho v_i^2}{2 d y_i}$	$\Delta p_{\text{п}i}$ – путевые потери давления на i -м участке рукава высокого давления; l_i – длина i -го участка; ρ – плотность жидкости
13	$\Delta N_{\text{м}} = 0,25(\Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{рр}})$	$N_{\text{м}}$ – потери мощности в местных сопротивлениях; $p_{\text{п}}$ – потери давления в местных сопротивлениях; $p_{\text{р}}$ – потери давления в распределителе; $p_{\text{рр}}$ – потери давления в регуляторе расхода
14	$\Delta N_{\text{п}i} = 0,25 \Delta p_{\text{п}i} Q_i$	$\Delta N_{\text{п}i}$ – путевые потери мощности жидкости
15	$\Delta N_{\text{сум}} = \Sigma \Delta N_{\text{п}i} + 4 \Delta N_{\text{п}} + 4 N_{\text{пол.м}} + N_{\text{пол.м}} \frac{(1-\eta_{\text{м}})}{\eta_{\text{м}}} + N_{\text{пол.н}} \frac{(1-\eta_{\text{н}})}{\eta_{\text{н}}}$	$N_{\text{сум}}$ – суммарные потери мощности в гидросистеме; $N_{\text{пол.м}}$ – полезная мощность гидромотора; $N_{\text{пол.н}}$ – полезная мощность насоса; $\eta_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{н}}$ – КПД гидромотора и насоса соответственно
16	$V_{\text{ж}} = t Q_{\text{н}}$	$V_{\text{ж}}$ – объем жидкости в баке; t – время полной циркуляции жидкости, согласно [2]
17	$S_{\text{бок}} = 5,5 V_{\text{ж}}^{\frac{2}{3}}$	$S_{\text{бок}}$ – площадь боковой поверхности бака
18	$N_{\text{окр}} = \Sigma k_{\text{рад}} S_{\text{ред}} + k_{\text{б}} S_{\text{бок}}$	$N_{\text{окр}}$ – мощность, рассеиваемая в окружающую среду при перепаде температур в один градус; $k_{\text{рад}}$ – коэффициент теплопередачи через рукав высокого давления; $S_{\text{ред}}$ – площадь рукава высокого давления; $k_{\text{б}}$ – коэффициент теплопередачи через поверхность бака, согласно [2]
19	$\Delta T = \frac{\Delta N_{\text{сум}}}{N_{\text{окр}}}$	T – нагрев рабочей жидкости
20	$T_{\text{ж}} = T_{\text{н}} + \Delta T$	$T_{\text{ж}}$ – установившаяся температура рабочей жидкости; $T_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха

Во-первых, у него, как сказано выше, значительно лучшие массогабаритные характеристики. Например, масса гидромотора с пластиковой крыльчаткой вентилятора составляет 8 кг, что в 5–7 раз меньше массы редуктора с муфтой и вентилятором. Во-вторых, возможность свободной циркуляции жидкости в замкнутом контуре гидромоторов при нейтральном положении золотника сводит к минимуму влияние инерционной составляющей от момента вращения крыльчатки вентилятора на систему. В-третьих, наличие четырех управляющих секций в распределителе позволяет системе включать только те контуры, которые нуждаются в охлаждении, а также исключить из конструкции электромеханические муфты (поз. 7 на рис. 2). В-четвертых, у гидропривода есть возможность регулировать частоту вращения крыльчаток вентиляторов и подачу насоса в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя. То есть за счет настройки регуляторов расхода повышать при первой необходимости отвод теплоты через радиаторы, тем самым способствуя более благоприятным условиям работы ДВС и ГМКП при бурении скважин в летний период времени.

Основные параметры оборудования гидропривода определяются расчетом.

Так, зная число z зубьев шестерен привода вала в коробке отбора мощности и угловых редукторах, не представляет труда по формулам № 1–3 (см. таблицу) найти их передаточные числа и частоту вращения выходного вала при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Затем по формулам № 4, 5 и 6 рассчитывается подача Q насоса и потребные расходы для гидромото-

ров вентиляторов и циркуляционного насоса. По ним выбираются марки насоса и гидромоторов.

Для определения путевых потерь давления в гидросистеме привода вентиляторов используется формула № 12, подсчитываются коэффициенты гидравлического трения по формуле № 10 либо 11, а в зависимости от полученного режима течения – по формулам № 7–9.

По формулам № 13–15 рассчитывают мощность тепловыделения всей системы с учетом КПД (для насоса 310.4.56.06 и гидромотора 310.4.12.06 он равен 0,95), а также потерь давления в секциях гидрораспределителя (РСЭ 25.25–20.5–50–4×01.43–30 Г24) и на регуляторе расхода МПГ55–34М, которые соответственно равны 0,30 и 0,25 МПа (3,0 и 2,5 кгс/см²).

После этого по формулам № 16 и 17 рассчитывается примерный объем рабочей жидкости и площадь боковой поверхности бака.

На практике иногда получается, что возникает необходимость установки дополнительного теплообменного аппарата. Чтобы определить, нужен ли он, находят соответственно нагрев рабочей жидкости и ее температуру по формулам № 18–20.

Для обеспечения надежной работы рассматриваемого привода после проведения его теплового расчета необходимо подобрать тип масла, удовлетворяющий температурным условиям эксплуатации шасси и температурной нагрузке всего гидропривода.

Литература

1. Чехута В. Многооски МЗКТ // Основные средства. 2006. № 12.
2. Навродский К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник. М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

УДК 621.83.062.22

НОВЫЙ ТИП АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Д-р техн. наук **В.И. РАССОХА**,
канд. техн. наук **В.Т. ИСАЙЧЕВ**
Оренбургский ГУ (3532. 75-41-82)

Приведено описание конструкции и принципа действия новой четырехступенчатой автоматической коробки передач, позволяющей снизить напряженность труда и утомляемость водителя, что особенно актуально для маршрутных автотранспортных средств при их работе в городском цикле.

Ключевые слова: автотранспортное средство, автоматическая коробка передач.

Rassokha V.I., Isaichev V.T.

NEW TYPE OF AUTOMATIC TRANSMISSION

Description of a construction and principle of action of the new four-stage automatic transmission, allowing to lower intensity of work and fatigue of the driver that is especially actual for route vehicles at its work in a city cycle is provided.

Keywords: vehicle, automatic transmission.

В настоящее время для снижения напряженности труда и утомляемости водителя, а следовательно, снижения аварийности и повышения безопасности движения, что особенно актуально в городском цикле работы на маршрутных пере-

возках, на АТС применяют коробки передач четырех типов: механические с автоматическим приводом сцепления, механические автоматизированные, гидромеханические и вариаторы. И каждая имеет свои достоинства и недостатки.

Так, механическая – лидер по простоте конструкции, эффективности и дешевизне. Однако автоматизация работающего с ней в комплекте привода управления сцеплением решает проблему лишь частично, а цену системы увеличивает вдвое. Полностью автоматизированная механическая коробка требует высокого давления рабочей жидкости и, соответственно, мощного насоса с приводом от автомобильного двигателя. В результате снижается полезная мощность последнего и увеличивается расход топлива, особенно при работе в городском цикле. Это объясняется тем, что для работы насоса в режиме холостого хода двигателя нужна повышенная частота вращения его коленчатого вала.

Гидромеханические коробки передач при блокировании гидротрансформатора на высших передачах позволяют им в условиях загородного движения сравняться с механическими коробками. Но они примерно втрое дороже и у них весьма значительные затраты мощности на пробуксовку гидротрансформатора и привод гидронасоса для сжатия дисков фрикционных муфт передач.

Вариаторы бесступенчато изменяют передаточное число трансмиссии. Однако они тоже значительно дороже механических коробок, имеют большую массу и меньший КПД. Кроме того, у них повышенные затраты мощности на работу системы управления; меньший, чем нужно для скоростных АТС с высокооборотистыми двигателями, коэффи-

циент трансформации, а максимально передаваемая мощность имеет технологический предел.

Из всего сказанного понятно, почему такой интерес проявили специалисты к автоматической двухступенчатой коробке передач, предложенной Р.А. Антоновым: для переключения передач она не требовала подвода энергии извне [1]. Эта коробка содержит планетарный цилиндрический косозубый редуктор с заблокированной (жестко связанной с картером коробки передач) солнечной шестерней и коронной шестерней, свободно (на шлицах) установленной на ведущем валу; водило с сателлитами и их осями, размещенными на ведомом валу; фрикционную многодисковую муфту, блокирующую, в зависимости от соотношения осевой силы в зубчатом зацеп-

лении редуктора и центробежной силы грузов, установленных на водиле, ведущий и ведомый валы (коронную шестерню и водило) при включении второй передачи.

Однако и у этой конструкции выявились, к сожалению, существенные недостатки. Так, при включении второй передачи солнечная шестерня редуктора остается заблокированной; наличие трения скольжения между внешним левым торцом коронной шестерни и корпусом дисков муфты многократно снижает надежность коробки при движении на первой передаче и увеличивает потери мощности на трение в ней. Кроме того, недостаточное для различных условий движения число ступеней, отсутствует передача заднего хода.

По этим причинам коробка Р.А. Антонова так и осталась на уровне предложения.

Но ее идея не пропала. Авторы предлагаемой вниманию читателей статьи на ее основе создали автоматическую двухступенчатую (пат. № 2444659 РФ), а затем и четырехступенчатую коробку передач.

Эта коробка состоит (см. рис.) из трех самостоятельных последовательно соединенных двухступенчатых модулей, которые, в зависимости от скорости и момента сопротивления движению АТС, автоматически переключают передачи с первой на вторую (на рисунке левый модуль), со второй на третью (средний модуль) и с третьей на четвертую (правый модуль). Механизм реверса установлен позади правого модуля. Ведомый вал каждого предыдущего модуля является ведущим валом модуля последующего.

Каждый модуль состоит из планетарного понижающего цилиндрического косозубого механизма и автоматической системы переключения передач. В свою очередь, планетарный механизм имеет ведущий вал 1, на котором подвижно на шлицах установлена коронная шестерня 27; солнечную шестерню 2, свободно установленную на ведомом валу 14 с жестко закрепленным на нем водилом 28, осями 4 и сателлитами 5, находящимися в зацеплении с коронной и солнечной шестернями. В автоматической системе переключения предусмотрена фрикционная муфта, ведущие диски б которой че-

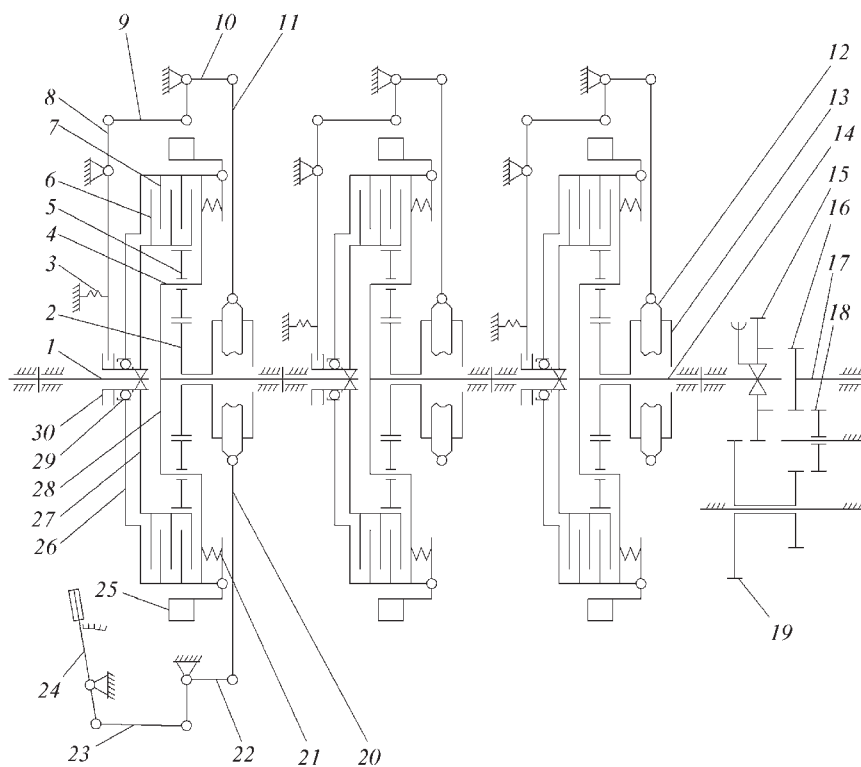


Схема автоматической коробки передач:

1 – ведущий вал; 2 – солнечная шестерня; 3 – пружина двуплечего рыльца; 4 – оси сателлитов; 5 – сателлиты; 6 – ведущий диск; 7 – ведомый диск; 8, 10 – двуплечие рычаги системы управления состоянием солнечной шестерни; 9, 11 – тяги системы управления состоянием солнечной шестерни; 12 – тормозная лента; 13 – шкив; 14 – ведомый вал; 15 – ведущая шестерня реверса; 16 – ведомая шестерня реверса; 17 – ведомый вал реверса; 18 – паразитная шестерня заднего хода; 19 – блок шестерен заднего хода; 20, 23 – тяги ручного управления тормозом первого модуля; 21 – пружина центробежного груза; 22 – двуплечий рычаг ручного управления тормозом первого модуля; 24 – рычаг ручного управления тормозом первого модуля; 25 – центробежный груз; 26 – корпус; 27 – коронная шестерня; 28 – водило; 29 – подшипник; 30 – шейка коронной шестерни

рез шлицы связаны с коронной шестерней, а ведомые диски 7 через корпус 26 — с водилом и, следовательно, с ведомым валом; центробежные грузы 25 с пружинами 21, закрепленные на осях на корпусе муфты. В эту систему входит и автоматическая система управления состоянием солнечной шестерни, включающая тормозок, состоящий из шкива 13, который жестко закреплен на ступице солнечной шестерни и тормозная лента 12 которого через тяги 11 и 9 и двуплечие рычага 10 и 8 с пружиной 3 связана с коронной шестерней, а у левого модуля через тяги 20 и 23 и двуплечий рычаг 22 — с двуплечим рычагом 24 с сектором и фиксатором, срабатывающим непосредственно от водителя. Левая сторона корпуса муфты опирается на подшипник 29, установленный на шейке 30 коронной шестерни. Между корпусом муфты и коронной шестерней в осевом направлении имеется зазор.

Механизм реверса коробки передач имеет ведущую шестерню 15, установленную на шлицах ведомого вала 14 правого модуля (четвертой передачи) с осевым меньшего диаметра венцом, имеющим внутренние зубья; ведомую шестерню 16, установленную соосно и жестко на ведомом валу 17 реверса; блок из двух шестерен 19 и паразитную шестерню 18 заднего хода, установленные свободно на осях, параллельных валам модуля (реверса).

Работает коробка передач следующим образом.

В нейтральном положении тормозок первого (левого) модуля с помощью рычага 24 выключен, а тормозки второго (среднего) и третьего (правого) модулей автоматически находятся во включенном состоянии. При работающем двигателе и включенном сцеплении ведущий вал 1 первого модуля, а также коронная шестерня 27, сателлиты 5 и солнечная шестерня 2 вращаются, а водило 28 и связанные с ним ведомый вал 14 и все последующие элементы среднего и правого модулей неподвижны. Для трогания АТС с места водитель выключает сцепление и переводит рукоятку 24 управления тормозком первого модуля в поло-

жение "выключено". При этом солнечная шестерня 2 планетарного механизма левого модуля тормозком блокируется, что соответствует включенной первой передаче. Далее водитель, нажимая на педаль газа, отпускает педаль сцепления, и АТС начинает движение. При этом в планетарных механизмах всех модулей вращаются ведущие валы 1 с коронными шестернями 27, сателлиты 5 с водилами 28 и ведомые валы 14, а действующие осевые силы в косозубых зацеплениях (сателлиты—коронные шестерни) увеличивают силу затяжки лент тормозков и препятствуют преждевременному включению фрикционных муфт модулей от центробежных грузов 25.

При достижении заданной скорости центробежные силы грузов в левом модуле становятся больше осевых сил в зацеплении "коронная шестерня—сателлиты". В результате фрикционная муфта этого модуля через исполнительные плечи грузов 25 и пружины 21 начинают плавно включаться и передавать крутящий момент, а крутящий момент и осевая сила в зацеплении "коронная шестерня—сателлиты" уменьшается. При этом коронная шестерня 27 по шлицам ведущего вала 1 плавно перемещается вправо и через двуплечие рычаги 8 и 10 и тяги 9 и 11 выключает тормозок, разблокируя его солнечную шестерню 2. Планетарный механизм блокируется фрикционной муфтой, т.е. его ведущий и ведомый валы и связанные с ними детали вращаются как одно целое. Вторая передача включена.

При дальнейшем разгоне аналогичным образом, т.е. блокированием соответственно планетарного механизма среднего и правого модулей, включаются третья и четвертая передачи. Причем скорость движения, при которой происходит переключение, у каждой передачи, естественно, своя (заданная при проектировании коробки).

При снижении скорости движения до заданного значения в коробке автоматически выполняется переход на предыдущую, а при необходимости — и на нижеследующую (вплоть до первой)

передачу, а при повышении скорости — вновь на более высокую передачу, что зависит от сил сопротивления движению АТС и положения педали газа.

Для движения АТС накатом необходимо выключить сцепление или рычаг 24 управления тормозком левого модуля перевести в положение "выключено".

Что касается механизма реверса, то он работает так.

Для движения АТС вперед шестерня 15 реверса с помощью механизма управления переводится водителем в крайнее правое положение и своим осевым венцом с внутренними зубьями жестко соединяется с зубчатым венцом шестерни 16 на ведомом валу реверса. Для движения же задним ходом шестерня 15 переводится влево и соединяется с большим венцом блока 19 из двух шестерен, а паразитная шестерня 18 перемещением влево вводится в зацепление с шестерней 16 на ведомом валу реверса и с правым меньшим зубчатым венцом блока шестерен 19.

Таким образом, при трогании с места АТС с рассматриваемой коробки передач водитель работает только педалью сцепления. Причем при остановке АТС сцепление выключать не обязательно, достаточно перевести рычаг тормозка первого модуля в положение "выключено".

Новые принцип и конструкция ступенчатой коробки передач, переключающей передачи автоматически без привлечения энергии извне и без разрыва мощностного потока, позволяет упростить конструкцию коробки, в разы уменьшить ее стоимость, многократно повысить надежность и сократить затраты на эксплуатацию сцепления; снизить напряженность труда и утомляемость водителя и тем самым повысить безопасность движения.

Литература

1. Гладов Г.И., Петренко А.М. Легковые автомобили отечественного и иностранного производства. М.: Транспорт, 2002.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ВЕРХНЕГО РЫЧАГА ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ-ВНЕДОРОЖНИКА

Доктора техн. наук **А.Н. САВКИН** и **А.С. ГОРОБЦОВ**, **А.В. АНДРОНИК**, **А.А. СЕДОВ**
Волгоградский ГТУ (902. 383-06-49)

Проведен усталостный конечно-элементный анализ верхнего рычага передней подвески автомобиля, подвергающегося переменным нагрузкам.

Ключевые слова: усталость подвески, метод деформаций, метод напряжений, усталость в Abaqus, усталость в SolidWorks.

Savkin A.N., Gorobtsov A.S., Andronik A.V., Sedov A.A.

FATIGUE FAILURE COMPUTER MODELING FOR AUTOMOBILE ELEMENTS OF OFF-ROAD VEHICLE

Fatigue finite-element analysis was performed for high arm in automobile, which is undergone by variable loads.

Keywords: suspension fatigue, strain-based method, stress-based method, fatigue in Abaqus, fatigue in SolidWorks.

Основные требования к подвеске автомобилей-внедорожников общеизвестны [1]. Это обеспечение необходимого распределения нагрузок по осям, получение заданных параметров плавности хода, малые изменения траекторий качения колес при движении по неровной дороге и на повороте, устойчивость движения и проходимость, небольшая масса кинематических звеньев, удобство и простота обслуживания, эксплуатационная надежность и долговечность.

В связи с широким набором требований подвеске при ее конструировании и расчете оказывается повышенное внимание. При этом учитывается, что она передает динамические воздействия от дороги на корпус и сама подвергается воздействию переменных по направлению, величине и частоте нагрузок. Поэтому одна из главных задач расчета – усталостный анализ, целью которого является вычисление ориентировочного срока службы подвески и выявление мест возможного усталостного разрушения элементов ее конструкции. Как это можно сделать, рассмотрим на примере расчета верхнего рычага двухрычажной торсионной подвески автомобиля-внедорожника.

Конечно-элементный анализ конструкции этого рычага целесообразно

выполнять в САПР SolidWorks по методу напряжений и в CAE Abaqus по методу деформаций. Генерация спектров вертикального нагружения рычага была осуществлена с помощью программного комплекса ФРУНД [1] (спектр этого нагружения показан на рис. 1).

В решателе SolidWorks реализованы алгоритм Холесского и разложение Ланшоца [2]. Согласно методу напряжений, усталостный срок службы зависит в первую очередь от нагрузок, циклических свойств материала, геометрии и особенностей окружающей среды, которые учитываются кривой выносливости $\sigma-N$ Велера. Этот метод универсален, но демонстрирует лучшие результаты в многоциклового области. Связь между амплитудой напряжения и усталостным сроком службы сводится к уравнению, которое записывается в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Для перехода от многоосного к одноосному напряженному состоянию предназначен критерий эквивалентных напряжений по Мизесу (формула № 2).

Схематизация истории нагружения, позволяющая привести случайное нагружение к блочному регулярному, выполняется по методу rainflow,

алгоритм которого подробно изложен в работе [4] и корректируется для перехода от асимметричного цикла к симметричному по формуле № 3.

Рассмотренная методика преобразования истории случайного нагружения в координатах "сила–время" в симметричное циклическое нагружение в координатах "напряжение–время" позволяет использовать правило линейного суммирования повреждений Палмгрена–Майнера [5]. Это формула № 4.

Процесс малоциклового усталостного повреждения в связи с накоплением неупругой деформации в системе Abaqus описывается с помощью прямо циклического подхода, при котором применяется интеративный решатель Крылова, использующий приближение с помощью ряда Фурье и интегрирование по времени нелинейного поведения материала по модифицированному методу Ньютона, где постоянная матрица жесткости в течение всего анализа служит якобианом, а конструктивные нелинейности игнорируются.

Критерии инициации и развития повреждения пластичных материалов лежат в основе метода [6], использующего накопленную неупругую энергию гистерезиса за установившийся цикл. Однако применение таких критериев для имитации повреждения материала в течение всех циклов нагружения связано с высокими вычислительными затратами. Поэтому система Abaqus использует эти критерии только на отдельных участках, а затем экстраполирует реакцию материала на всю историю нагружения с помощью эмпирической формулы Коффина–Мэнсона для прогнозирования инициации и развития трещин (формула № 5).

Исходя из анализа большого объема экспериментальных данных, Коффин предложил принимать k равным 0,5, а C определять по формуле № 6.

Однако при одноосном нагружении применение уравнений типа Коффина–Мэнсона и критерий эквивалентности амплитуды интенсивности $\Delta \epsilon$ деформации может привести к существенным ошибкам в неконсервативную сторону. Кроме того, уравнение Коффина–Мэнсона в виде формулы № 5 удовлетворительно описывает взаимосвязь долговечности и циклической пластической деформации только тогда, когда влиянием упругих и односторонне накопленных деформаций на число циклов до разрушения можно пренебречь; если же $N > 10^4$, то рекомендуется использовать размах полных деформаций вместо пластических [8]. Тем не менее факт остается фактом: несмотря на эти и многие

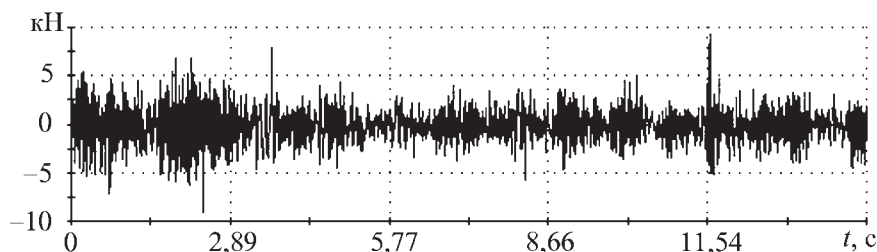


Рис. 1. ФРУНДовский спектр вертикального нагружения рычага подвески

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \right)^m$	N – число циклов до разрушения; N_0 – точка перегиба кривой выносливости на ее пределе выносливости σ_{-1} ; σ_a – амплитуда напряжения; m – показатель степени
2	$\sigma_{\text{эkv}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$	$\sigma_{\text{эkv}}$ – эквивалентное напряжение; σ_i – главные напряжения
3	$\sigma_{\text{ca}} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right)}$	σ_{ca} – скорректированное знакопеременное амплитудное напряжение; σ_m – среднее напряжение; σ_b – предел прочности
4	$\sum_{i=1}^{N_{\Sigma}} \frac{n_i}{N_i} = 1$	n_i – число циклов данной амплитуды напряжений; N_i – суммарное число циклов до разрушения; N_{Σ} – суммарная долговечность до разрушения при нестационарном нагружении
5	$\Delta \varepsilon N^k = C$	$\Delta \varepsilon$ – размах пластической деформации; k, C – коэффициенты, характеризующие усталостную пластичность материала до разрушения; N – долговечность до разрушения
6	$C = 0,5 \ln \frac{1}{1 - \psi}$	ψ – относительное сужение поперечного сечения при однократном растяжении
7	$n_0 = C_1 \Delta W^{C_2}$	n_0 – число циклов, соответствующее началу повреждения конструкции; ΔW – накопленная энергия неупругого гистерезиса за установившийся цикл; C_1 – коэффициент, связанный с системой измерения; C_2 – постоянная материала, определяемая экспериментально или по структурно-энергетической теории
8	$\frac{dD}{dn} = \frac{C_3 \Delta W^{C_4}}{L}$	$\frac{dD}{dn}$ – скорость повреждения; C_3 – коэффициент, связанный с системой измерения; C_4 – постоянная материала; L – характеристическая длина конечного элемента, определяемая его типом и размером
9	$\sigma = (1 - D) \bar{\sigma}$	σ – эффективное напряжение; $\bar{\sigma}$ – действующее напряжение
10	$\bar{\varepsilon}_{pD} = f(\eta, \dot{\varepsilon}_p)$	η – коэффициент трехосности напряжения, характеризующий напряженное состояние; $\dot{\varepsilon}_p$ – скорость эквивалентной пластической деформации
11	$\dot{\varepsilon}_p = \sqrt{\frac{2((\dot{\varepsilon}_{p1} - \dot{\varepsilon}_{p2})^2 + (\dot{\varepsilon}_{p2} - \dot{\varepsilon}_{p3})^2 + (\dot{\varepsilon}_{p3} - \dot{\varepsilon}_{p1})^2)}{9}}$	$\dot{\varepsilon}_{p1}, \dot{\varepsilon}_{p2}, \dot{\varepsilon}_{p3}$ – главные компоненты поля скорости пластической деформации
12	$\sigma_{\text{cp}} = \frac{1}{3} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$	σ_{cp} – среднее напряжение напряженного состояния
13	$\eta = \frac{\sigma_{\text{cp}}}{\sigma_{\text{эkv}}}$	$\sigma_{\text{эkv}}$ – эквивалентное напряжение (формула 2)
14	$\dot{u} = L \dot{\varepsilon}_p$	\dot{u}_p – текущая скорость эквивалентного пластического смещения; L – характеристическая длина конечного элемента
15	$\dot{d} = \frac{L \dot{\varepsilon}_p}{\dot{u}_{pf}} = \frac{\dot{u}_p}{\dot{u}_{pf}}$	\dot{u}_{pf} – скорость эквивалентного пластического смещения при разрушении

другие ограничения, уравнение Коффина–Мэнсона используется в большинстве современных CAE-программ.

Критерий инициации повреждения в усталостном анализе в системе Abaqus характеризуется [9] накопленной энергией неупругого гистерезиса за установившийся цикл в конкретной точке конструкции (формула № 7). После удовлетворения критерия инициации повреждение вычисляется, основываясь на энергии неупругого гис-

терезиса за установившийся цикл (формула № 8).

Развитие повреждения упругопластического материала в контексте изотропного упрочнения, имеющего место быть в усталостном анализе, проявляется в двух формах: снижении предела текучести и деградация упругой жесткости, приводящей к разрушению конструкции. Учитывается деградация с помощью эффективного

напряжения σ , подсчитываемого по формуле № 9.

Система Abaqus, в отличие от системы SolidWorks, рассматривает модели пластичности материалов (задается парами значений "предел текучести – пластическая деформация"), что позволяет использовать метод деформаций, который демонстрирует лучшие результаты в случае, если в процессе нагружения амплитуды напряжения достигают или превышают предел текучести, так как

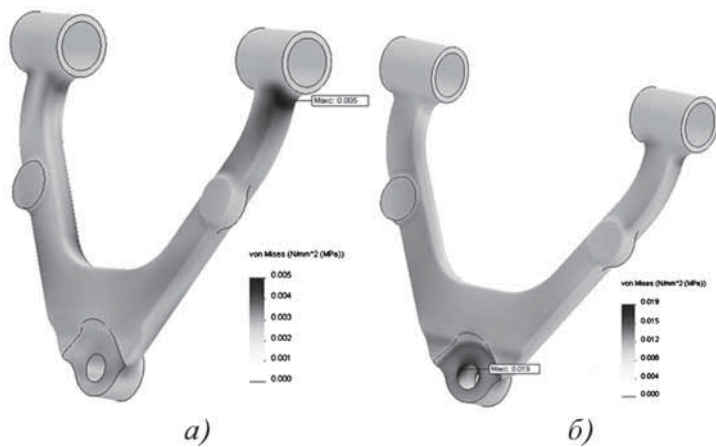


Рис. 2. Поля напряжений в рычаге подвески при его нагружении единичными нагрузками в продольном (а) и вертикальном (б) направлениях

позволяет учитывать локальное пластическое микродеформирование. Учет физической нелинейности в моделях пластичности вне зависимости от типа проводимого анализа осуществляется за счет введения дополнительных критериев пластичности, также вносящих свой вклад в повреждаемость материала.

Согласно критерию пластичного разрушения, эквивалентная пластическая деформация $\bar{\epsilon}_{pD}$ в начале повреждения, соответствующая числу циклов n_0 , определяется по формуле № 10. В свою очередь, скорость этой деформации дает формула № 11.

При расчете принимаем допущение, что ползучесть и пластическое течение материала не зависят от среднего значения главных напряжений $\sigma_{ср}$, определяемого по формуле № 12, а коэффициент трехосности напряжения вычисляется по формуле № 13.

В качестве деформационного критерия повреждаемости используется критерий "эффективное пластическое

смещение". Его роль выполняет скорость эквивалентного пластического смещения (формула № 14). Но в случае линейного закона это будет скорость $\dot{\epsilon}$, подсчитываемая по формуле № 15.

При проведении статических и усталостных анализов рассматриваемого рычага считалось, что он выполнен из стали 40Х. В системе SolidWorks рычаг статически нагружался единичной нагрузкой в продольном и вертикальном направлениях (поля напряжений изображены на рис. 2), и на основе его результатов проводился усталостный анализ. Оказалось, что ориентировочный срок службы рычага подвески, выполненного из данного материала, составляет 12,2 г. При этом самыми слабыми местами рычага оказались элементы с концентраторами напряжения, расположенные в области скруглений у правой проушины и у центрального отверстия. Но самым опасным местом по истечении 12,2 г.

становится правое плечо рычага в районе боковой проушины (рис. 3, а). При этом интересно отметить следующий факт: в результате статического анализа с продольным и вертикальным нагружениями поля напряжений в системах Abaqus и SolidWorks практически совпали (12 и 12,2 г. соответственно), одни и те же получились и точки повреждений. Однако при усталостном анализе в системе Abaqus возникает трудность с поиском значений начальных данных, необходимых для определения циклических свойств материалов и задания критериев и моделей пластичности. И эти недостающие свойства приходится определять либо экспериментально, что требует больших затрат, либо с помощью различных моделей, позволяющих предположить циклические свойства на основании известных обычных свойств или циклических свойств материала-аналога, что дает низкую точность моделирования. Поэтому многие современные фирмы предпочитают использовать более простой анализ SolidWorks, обеспечивая безопасность вводом больших коэффициентов запаса долговечности и натурными испытаниями прототипов.

Литература

1. Запрягаев М.М., Крылов Л.Г., Магидович Е.И., Шукин М.М. Армейские автомобили. Конструирование и расчет. М.: Воениздат, 1970. – 480 с.
2. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. и др. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
3. Rahman M.M. Fatigue life prediction of lower suspension arm using strain-life approach / M.M.Rahman, K.Kadrigama, M.M.Noor, M.R.M.Rejab, S.A Kesulai // European journal of scientific research. 2009. Vol. 30. № 3. P. 437–450.
4. Downing S.D. Simple rainflow counting algorithms / S.D. Downing, D.F. Socie // International journal of fatigue. 1982. January. P. 31–40.
5. Miner A. Cumulative damage in fatigue // Journal of applied mechanics. 1945. № 12. P. 159–164.
6. Larveaux R. Effect of simulation methodology on solder joint crack growth correlation and fatigue life prediction // Journal of electronic packaging. 2002. Vol. 124. P. 147–154.
7. Трошенко В.Т., Лебедев А.А., Стрижало В.А. и др. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения. Киев: Логос, 2000. – 571 с.
8. Hancock J.W. On the mechanism of ductile failure in high-strength steels subjected to multiaxial stress-states / J.W. Hancock, A.C.Mackenzie // Journal of the mechanics and physics of solids. 1976. № 24. P. 147–169.
9. Coffin L.A. A study of a cyclic thermal stress in a ductile metal // Ibid. 1954. № 76. P. 931–950.

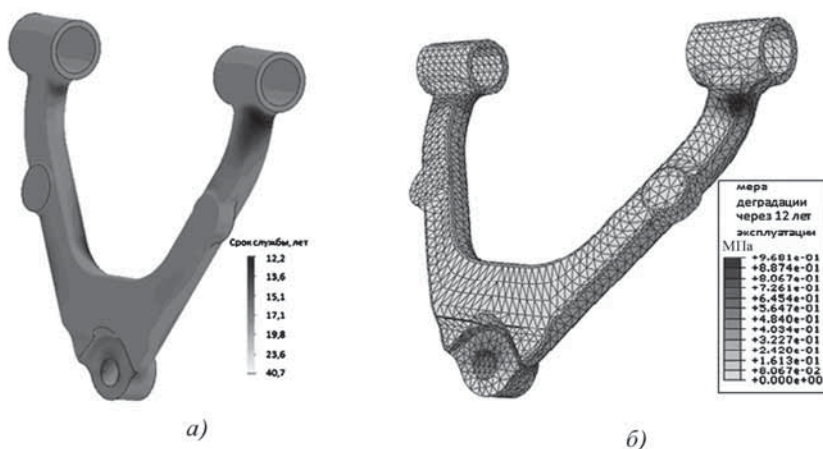


Рис. 3. Распределения усталостных напряжений в рычаге подвески, полученные в системах Abaqus (а) и SolidWorks (б)

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ, ПОЗВОЛЯЮЩЕЙ ОПТИМИЗИРОВАТЬ ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **И.Ф. ДЬЯКОВ**

Рассматриваются вопросы математического моделирования и оптимизации элементов конструкции тормозной системы при создании автомобиля.

Ключевые слова: математическая модель, критерий оптимальности, метод штрафных функций, показатели эффективности, устойчивость торможения, мощность.

Diakov I.F.

FORMING MATHEMATICAL MODEL WHICH ALLOW TO OPTIMISE OF THE BRAKE SYSTEM OF MODERN CARS

The problems of mathematical modeling of the braking system when creating new cars are considered.

Keywords: mathematical model, parameters of efficiency, method of penal functions, stability of braking, optimal control of the process, power.

Известно, что математическое моделирование при проектировании современных автомобилей значительно расширяет границы оценки их основных свойств и характеристик [1]. В частности, тогда, когда эксперимент по техническим или экономическим соображениям осуществить трудно (например, при изучении управляемости и устойчивости движения автомобиля при торможении, плавности хода в различных дорожных условиях, внешних и внутренних шумовых характеристик и т.д.). И автор при рассмотрении темы, заявленной в заглавии, воспользовался данным обстоятельством. Рассмотрим, что из этого получилось.

Автомобиль с точки зрения проектирования, производства и подготовки к эксплуатации можно рассматривать как многоуровневую иерархическую систему с несколькими критериями оптимальности, а методы оптимизации позволяют "алгоритмизировать" процесс его проектирования, экономить материалы и уменьшать массу конструкции, повышать ее эффективность. Что, в общем-то, уже признали практически все. Как и то, что принятие оптимальных проектных решений по любой конструкции представляет собой довольно сложную задачу, которая включает не только разнообразные математические оптимизационные модели, но и обязательный их технико-экономический анализ. В связи с этим математическое моделирование автомобиля, как правило, рассматривают по уровням сложности, т.е. в несколько этапов. Так, на первом уровне выделяется целевая функция транспортной эффективности автомобиля, которая связана с основными показателями в сфере его проектирования, изготовления и эксплуатации; на втором, используя параметры первого уровня, формируется математическая модель второго уровня, на третьем — параметры второго уровня и т.д. В итоге получается общая математическая модель оптимизации параметров всего автомобиля.

Таковы самые общие (и всем известные) соображения. Но для их конкретизации рассмотрим математическую модель какой-либо из систем автомобиля. Например, тормозной системы.

Уменьшение скорости движения автомобиля при торможении происходит за счет искусственного создания момента сопротивления вращению колес, т.е. преобразование его кинетической энергии, вследствие трения, возникающего в тормозных механизмах и при контакте шин с опорной поверхностью, в тепловую. Но совокупность де-

талей тормозных механизмов представляет собой динамическую систему, нагружаемую как случайными, так и периодическими силовыми воздействиями. Результат — высокочастотные колебания и шумовые эффекты.

Кроме того, автомобиль обладает не только кинетической энергией T_t движения (формула № 1 в табл. 1), но и энергией T_ϕ вращающихся частей трансмиссии, ее дает формула № 2, энергией T_k вращающихся колес (формула № 3).

Все эти энергии "поглощаются" торможением колес. Это означает, что общую энергию T_a движущегося автомобиля до торможения можно записать в виде формулы № 4. При этом начальная скорость v_0 торможения принимается, как известно, в зависимости от категории АТС.

Далее кинетическая энергия при торможении автомобиля расходуется на преодоление сил сопротивления качению колес и скольжения шин по опорной поверхности, сопротивления воздуха поступательному движению автомобиля и колес, трения в тормозных механизмах.

Но кроме рабочей тормозной системы на процесс торможения может влиять и тормозная сила $F_{\tau_{ав}}$ двигателя, увеличивающая тормозную мощность. Подсчитывается она по формуле № 5. Создает эту мощность тормозной момент $M_{\tau_{ав}}$, величина которого определяется по формуле № 6. Из нее следует, что момент $M_{\tau_{ав}}$ торможения двигателем передается через трансмиссию, тогда по формуле № 7 легко рассчитать тормозную силу F_τ , а по формуле № 8 — момент торможения от рабочего тормозного механизма. Произведение суммы тормозных моментов на угловую скорость ω_k колеса, которое характеризует мощность торможения за время замедления движения. Значит, из общей энергии торможения колес можно получить формулу № 9.

Пользуясь этими формулами, можно записать формулу № 10 энергетического баланса торможения при качении всех колес без их блокирования, обычно представляемый в виде критерия $f(j_\tau)$ оптимальности.

Отсюда вытекает необходимость следующего этапа формирования математической модели тормозной системы — введение ограничений, в пределах которых действует модель. И в нашем случае таких ограничений девять.

Требуемые разжимные силы тормозных колодок при полном использовании сцепления колеса с дорогой должны соответствовать формуле № 11; давление p между накладкой и барабаном или диском тормоза — формуле № 12; силовое передаточное число $u_{пр}$ тормозного привода для контура, включающего две оси автомобиля, — формуле № 13; коэффициент β_τ распределения тормозной силы — формуле № 14; коэффициент K_τ эффективности торможения — формуле № 15; тормозная эффективность и устойчивость движения АТС — формуле № 16; давление p_0 жидкости внутри системы — формуле № 17; тепловой баланс тормозных барабанов при однократном торможении — формуле № 18, а всегда соблюдаемые энергетические балансы торможения при качении всех колес без их блокирования — формуле № 19.

Целевую функцию (формула № 10) и систему ограничений (в нашем случае — формулы № 11–19) объединяют в одну систему, которая и представляет собой модель оптимизации тормозной системы автомобиля. Затем переменные параметры модели варьируют с определенным шагом и задают точность решения. Применительно к тормозной системе это выглядит следующим образом.

Из условий ее компоновки, т.е. по конструктивным соображениям, выбирают тип тормозного механизма и его основные параметры (радиус барабана, ширину накладок, геометрические размеры тормозного механизма). Кроме того, если невозможно использовать одновременно все ог-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{\tau} = m_a \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 / 2$	m_a – масса автомобиля; x – координата перемещения автомобиля по горизонтальной плоскости
2	$T_{\phi} = \sum_1^k J_{\text{тр}} \left(\frac{d\phi_{\text{тр}}}{dt} \right)^2 / 2$	k – число вращающихся деталей; $J_{\text{тр}}$ – момент инерции j -й части трансмиссии; $\phi_{\text{тр}}$ – угол поворота частей трансмиссии
3	$T_{\kappa} = \sum_{i=1}^n J_{\kappa} \left(\frac{d\phi_{\kappa}}{dt} \right)^2 / 2$	n – число колес; J_{κ} – момент инерции колеса; ϕ_{κ} – угол поворота колеса
4	$T_a = (T_{\phi} + T_{\kappa} + T_m) \omega_{\kappa} \frac{S_{\tau}}{v_a}$	ω_{κ} – угловая скорость колеса; S_{τ} – тормозной путь, регламентируемый Правилами ЕЭК ООН и Директивой ЕЭС; v_a – скорость движения автомобиля перед торможением
5	$F_{\tau_{\text{ав}}} = \frac{P_{\tau_{\text{ав}}}}{v_a}$	$P_{\tau_{\text{ав}}}$ – мощность торможения двигателем
6	$M_{\tau_{\text{ав}}} = p_{\text{мех}} D_{\text{ц}}^2 R_{\text{кш}} z_{\text{ц}} / (2 m_{\text{так}})$	$p_{\text{мех}} = 7,85 \cdot 10^4 + 1,06 \cdot 10^4 R_{\text{кш}} \omega_{\text{дв}}$ – давление механических потерь; $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала; $D_{\text{ц}}$ – диаметр цилиндра; $R_{\text{кш}}$ – радиус кривошипа; $z_{\text{ц}}$ – число цилиндров двигателя; $m_{\text{так}}$ – его тактность
7	$F_{\tau_{\text{ав}}} = M_{\tau_{\text{ав}}} u_{\text{тр}} / (r_{\kappa} \eta_{\text{тр}})$	$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии; r_{κ} – радиус колеса; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии
8	$M_{\tau_0} = 2 \mu r_{\text{бар}} F c \frac{a+c}{c^2 - \mu^2 l^2}$	μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном; $r_{\text{бар}}$ – радиус барабана; F – сила, действующая на колодки от гидроцилиндра или кулака; a, c, l – геометрические размеры тормозного механизма
9	$T_{\tau} = (P_{\psi} + P_{\text{в}} + P_{\tau_{\text{ав}}} + P_{\tau_0}) \left[\int \left(\frac{dt_1^2}{dt_1 d^2 x} + \frac{dx}{j_{\text{уст}} dt} \right) \right]$	$P_{\psi}, P_{\text{в}}, P_{\tau_{\text{ав}}}, P_{\tau_0}$ – соответственно мощности от сил дорожных, аэродинамических сопротивлений, сопротивления двигателя и основной тормозной силы; dx/dt – скорость движения автомобиля; $j_{\text{уст}}$ – установившееся замедление
10	$f(j_{\tau}) = \frac{J_{\tau_0} - J_{\tau}}{J_{\tau_0}} = 1 - \frac{J_{\tau}}{J_{\tau_0}} \rightarrow 0$	–
11	$F_{\tau_i} = \left(R_{z_i} \frac{r_{\kappa}}{2 k_i} \frac{j_{\tau}}{g} + z_{\text{пр}_i} \right) A_{\text{ц}} \leq [F_i]$	R_{z_i} – вертикальная реакция на ось автомобиля при торможении; k_i – характеристика тормозных механизмов передних и задних колес; j_{τ} – ускорение замедления, принимают в пределах от 1,0 до 8,0 м/с ² ; $z_{\text{пр}_i}$ – коэффициент, учитывающий влияние стяжных пружин колодок в тормозных механизмах; $A_{\text{ц}}$ – площадь сечения рабочего тормозного цилиндра; $[F_i]$ – разжимная сила
12	$p_i = F_{\tau_i} \frac{(a+c)}{(c-\mu l) \alpha_i r_{\text{бар}} b_{\text{нак}}} \leq [p_i]$	α_i – угол охвата накладки; $b_{\text{нак}}$ – ширина накладки; $[p_i] \leq 2,5$ МПа – допускаемое давление в контакте барабана с тормозной накладкой
13	$u_{\text{пр}} = \frac{4(d_{\text{ц}_1}^2 + d_{\text{ц}_2}^2) u_{\text{пел}}}{D^2} \geq [u]$	$d_{\text{ц}_1}, d_{\text{ц}_2}$ – диаметры рабочих цилиндров соответственно первой и второй оси контура привода n -осного автомобиля; $u_{\text{пел}}$ – передаточное число привода педали; D – диаметр главного тормозного цилиндра; $[u]$ – допускаемое значение передаточного числа тормозного привода
14	$\beta_{\tau} = F_{\tau_i} / \Sigma F_{\tau} = [\beta_{\tau}]$	ΣF_{τ} – суммарная тормозная сила; $[\beta_{\tau}]$ – допускаемый коэффициент распределения тормозной силы
15	$K_{\tau} = M_{\tau_0} / \sum_1^n R_{z_i} \varphi S_{\tau} > 1$	R_{z_i} – вертикальная реакция на колесо; φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью
16	$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq \varphi_{\text{max}} R_z$	R_x, R_y – соответственно продольная и боковая реакции колес
17	$p_0 = \frac{4 F_{\text{пел}} u_{\text{пел}}}{\pi D^2} \geq [p_0]$	$F_{\text{пел}}$ – усилие на тормозную педаль; $[p_0]$ – допускаемое давление в системе (при экстренном торможении оно равно 10 МПа, или 100 кг/см ²)
18	$0,5 m_a (v_0^2 - v_k^2) = m_{\text{бар}} c \Delta T + A_{\text{бар}} \int_0^t \lambda \Delta T dt$	v_0, v_k – соответственно скорость в начале и конце торможения; $m_{\text{бар}}$ – масса нагреваемых деталей; c – удельная теплоемкость материала барабана (диска); ΔT – разность температур барабана (диска) и воздуха; $A_{\text{бар}}$ – поверхность осаждения барабана (диска); λ – теплопроводность фрикционного материала накладки

№ формулы	Формула	Примечания
19	$0,5 \delta' m_a v_a^2 = F_{\mu} \frac{r_{\text{бар}}}{r_{\text{дин}}} (1-s) S_{\tau} + F_a S_{\tau} +$ $+ m_a g f_{\text{сопр}} (1-s) S_{\tau} + \frac{M_{\text{тр}}}{r_{\text{дин}}} (1-s) S_{\tau} +$ $+ m_a g f_{\text{сопр}} S_{\tau}$	δ' – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс (при отключенном двигателе); F_{μ} – средняя суммарная сила трения между барабанами (дисками) и колодками; $r_{\text{бар}}$ – радиус барабана (средний радиус колодки); $r_{\text{дин}}$ – динамический радиус колеса; s – коэффициент скольжения заторможенного колеса; $f_{\text{сопр}}$ – коэффициент сопротивления качению колеса; $T_{\text{ср}}$ – средний момент сил трения трансмиссии, отнесенный к оси колеса

раничения из-за громоздкости получения функционала, то рассматривают модель дискретно. Те параметры, которые входят в математическую модель торможения (например, собственная масса автомобиля, передаточное число трансмиссии, распределение сосредоточенных масс по осям), без их оптимизации можно считать оптимальными только в первом приближении. При рассмотрении собственной массы конструкции (например кабины, рамы, кузова, картеров коробки передач, раздаточной коробки и т.д.) можно использовать метод конечных элементов, а потом выбрать целевую функцию с ограничениями, варьируемые и постоянные параметры и определять минимальную массу той или иной конструкции.

На нижнем уровне рассматривают детали агрегатов, которые рассчитывают на прочность, жесткость, износостойкость и надежность. Условия ограничения связывают между собой через одинаковые показатели. При нелинейных ограничениях выбирают соответствующий метод оптимизации и программу.

Результаты расчета тормозной системы автомобиля обеспечивают заданную точность решения с использованием метода "штрафных" функций. Значения коэффициента "штрафа" препятствуют отклонению функционала от границ допустимой области Парето в обе стороны. Если шаг изменения параметров оказался большим, то штрафная функция может изменить свой знак, что указывает на необходимость уменьшения этого шага.

Таблица 2

Параметры торможения	Значения параметров при ускорении торможения, м/с ²							
	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Коэффициент торможения, $Z = j / g$	0,102	0,204	0,306	0,408	0,510	0,612	0,710	0,815
Тормозные силы, кН:								
действующие на передней оси	1,80	3,73	5,67	7,60	9,542	11,47	13,61	15,34
оптимальные для этой оси	0,39	2,99	4,80	6,82	9,067	11,51	14,17	17,01
действующие на задней оси	0,91	1,68	2,46	3,23	4,010	4,79	5,56	6,34
оптимальные для этой оси	1,32	2,43	3,32	4,02	4,490	4,76	4,61	4,66
Коэффициент неравномерности распределения тормозной силы:								
существующий	0,644	0,689	0,697	0,701	0,703	0,705	0,709	0,707
оптимальный	0,512	0,551	0,590	0,629	0,668	0,707	0,746	0,784
Оптимальный тормозной путь, м	72	40	27	21	18	16	14	13
Нормальная реакция, кН:								
на переднюю ось	1,363	1,467	1,571	1,674	1,778	1,881	1,985	2,088
на заднюю ось	1,297	1,193	1,089	1,986	0,882	0,779	0,675	0,572
Тормозная сила, кН:								
передней оси	1,390	2,992	4,807	6,829	9,057	11,511	14,172	17,017
задней оси	1,322	0,843	0,333	0,402	0,449	0,476	0,481	0,466
Коэффициент сцепления при торможении:								
передней оси	0,132	0,258	0,361	0,454	0,537	0,610	0,686	0,735
задней оси	0,070	0,141	0,226	0,328	0,455	0,615	0,825	1,109

В табл. 2 приведены результаты оптимизации параметров тормозной системы автомобиля УАЗ-3303 при полной его загрузке.

Расчеты показали, что тормозная система УАЗ-3303 далека от оптимальной. Например, диаметр колесного цилиндра заднего тормоза занижен на 2,6 мм; площади тормозных накладок переднего тормоза, наоборот, завышены на 65,2 см², заднего – на 53,2 см². При этом удельная нагрузка на тормозные колодки на 31 % больше, хотя и не превышает допустимую по ТУ 38.114.71–89 для применяемых на этом автомобиле колодок типа 6КФ-59.

Приведенный пример говорит о том, что математическое моделирование при современном уровне развития вычислительной техники позволяет сократить сроки научных и конструкторских разработок, уменьшить число экспериментальных образцов автомобиля на всех этапах его создания [2]. Что обеспечивает высокую эффективность работы, снижает трудоемкость проектирования или доработки нового автомобиля.

В заключение следует отметить, что даже при использовании рассмотренной модели автомобиля УАЗ-3303 не все показатели тормозной системы получились оптимальными, так как в расчетах были использованы существую-

щие значения его некоторых параметров. Например, распределение его массы по ведущим мостам, передаточные числа трансмиссии, мощность двигателя, аэродинамические сопротивления движению и т.д., которые по вполне понятным причинам оказались вне зоны оптимизации. Но эти параметры можно оптимизировать лишь путем соответствующей динамической перекомпоновки автомобиля. Тем не менее даже сказанного выше достаточно, чтобы понять: математическое моделирование систем, узлов и деталей современных автомобилей – инструмент, позволяющий проектировщикам обосновывать эффективность рассматриваемой конструкции, решать технологические и многие другие задачи.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин. Т. 3. / под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 428 с.
2. Подригало М.А., Назаров В.И. Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения // Автомобильная промышленность. 2012. № 7. С. 17–21.
3. Дьяков И.Ф. Основы оптимизации в автомобилестроении. М.: Машиностроение, 2012. – 384 с.

УДК 621.1.066

ЭЛЕКТРОМОБИЛЬ: МАХОВИК КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЗАПАСА ХОДА

А.И. МАМАТОВ, Я.В. КАЛИНИН, В.В. ДАВИДОВ,
А.И. ЛАВРЕНТЬЕВ

НИУ МЭИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ООО "Комбарко инжиниринг" (495. 789-17-78)

Приведены результаты сравнительного моделирования электромобилей с различными вариантами силовой установки.

Ключевые слова: электромобиль, аккумулятор, маховик, рекуперация, запас хода, многопоточная трансмиссия, супервариатор, моделирование.

Mamatov A.I., Kalinin Ya.V., Davydov V.V., Lavrentiev A.I.

ELECTRIC VEHICLE FLYWHEEL AS INSTRUMENT FOR INCREASE ITS CRUISING RANGE

There are the results of comparative simulation of electric vehicles in this study with various power systems.

Keywords: electric vehicle, battery, flywheel, regeneration, mileage, compound split, supervariator, simulation.

Электромобиль для автомобильной промышленности большинства развитых стран стал чуть ли не идеей № 1. При чем главная задача, которую стараются решить все автомобилестроительные фирмы, – увеличение запаса хода таких АТС. Тем не менее реальный его запас в городских условиях эксплуатации пока что всегда оказывается на 30...50 % ниже заявленного. При чем даже при положительных температурах окружающей среды. Другими словами, по этому показателю электромобиль явно уступает традиционному автомобилю. Причина в высокой чувствительности запаса хода к режимам движения и прежде всего – в резком снижении КПД аккумуляторных батарей с ростом нагрузки. Например, КПД серийно выпускаемых литиево-ионных батарей при относительном разрядном токе 3С составляет 60...65 % [1],

что значительно ниже традиционно заявляемых 95...97 %. И вообще, как показывает проведенное авторами статьи исследование, относительный ток тягового аккумулятора электромобиля при разгонах и торможениях даже в сравнительно плавном смешанном ездовом европейском цикле NEDC достигает 1,7С (разряд) и 3С (заряд). В интенсивном же американском городском цикле (US06) относительный зарядный и разрядный ток достигает 3,6С.

Конечно, специалисты стараются снизить пиковые нагрузки на аккумулятор и повысить практический запас хода электромобилей. Занимается этим и российская фирма "Комбарко". Она, в частности, предлагает комбинированный тяговый привод электромобиля с двумя источниками энергии, аккумуляторной батареей и маховичным накопителем (см. рисунок).

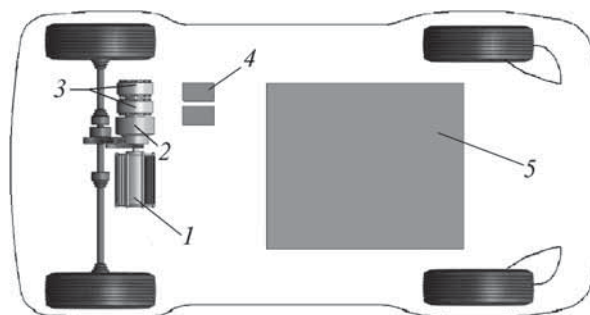


Схема электромобиля с комбинированным тяговым приводом с маховичным накопителем энергии:

1 – маховичный накопитель; 2 – дифференциальный механизм; 3 – электрические машины; 4 – инвертор; 5 – аккумуляторная батарея

Параметры	Электромобиль	
	с традиционным приводом	с комбинированным приводом
Снаряженная масса автомобиля, кг	1600	1600
Коэффициент инерции	1,12	1,12
Радиус колеса, м	0,285	0,285
Коэффициент трения качения	0,007	0,007
Мощность электрической машины (пиковая), кВт	120	30
КПД электрической машины (максимальный, при мощности 60 % от пиковой), %	92	92
Емкость аккумуляторной батареи, кВт·ч	24	24
Пиковая емкость аккумуляторной батареи, кВт	120	120
Емкость маховичного накопителя, Вт·ч	–	300
Средний КПД передачи энергии от маховика на колеса автомобиля, %	–	90
Максимальная частота вращения маховика, мин ⁻¹	–	30 000
Момент инерции маховика, кг·м ²	–	0,3
Мощность саморазряда маховика на максимальной частоте вращения, Вт	–	265
Масса маховичного накопителя, кг	–	40
Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля	0,28	0,28
Ширина автомобиля, м	1,77	1,77
Высота автомобиля, м	1,55	1,55
Коэффициент формы	0,83	0,83
Площадь поперечного сечения, м ²	2,28	2,28

Суть предложения – добавление в силовую установку электромобиля маховичного накопителя энергии, соединенного с приводом колес многопоточной бесступенчатой электромеханической передачей (супервариатор). Этот накопитель (его энергоемкость составляет всего лишь 1...2 % емкости аккумуляторных батарей) используется в качестве буферного источника мощности при разгоне, рекуперативном торможении электромобиля, а также при его движении на крутых подъемах и спусках.

Супервариатор состоит из двух маломощных электроприводов, выполняющих одновременно две функции: трансформацию крутящего момента при передаче мощности от маховика на ведущие колеса и обратно; преобразование электрической мощности батареи в механическую мощность на колесах. Такие приводы маломощны: они отбирают от батареи лишь 20...60 % мощности, которую может развить маховичный накопитель. (Конкретная величина длительной максимальной мощности выбирается в зависимости от назначения электромобиля и определяется числом диапазонов и другими параметрами супервариатора.)

При равномерном движении электромобилей и с традиционным, и с комбинированным приводом энергия, необходимая для движения, берется из ак-

кумуляторных батарей. То есть эффективность силовой установки определяется КПД процессов разряда аккумуляторов и тяговых электродвигателей. Но при разгоне электромобиля с традиционным приводом мощность разряда аккумуляторов оказывается значительно выше, чем при равномерном движении. Это приводит к резкому снижению КПД батарей, а значит, и всей силовой установки. При торможении же электромобиля тяговый электродвигатель работает в режиме генератора, рекуперировав кинетическую энергию движения в аккумулятор. При интенсивном торможении мощность рекуперации может быть весьма значительной, что также снижает КПД аккумуляторных батарей. В итоге за один цикл "разгон–торможение" только часть (в среднем 40...60 %) энергии, потраченной на ускорение автомобиля, вернется обратно в аккумуляторы. При разгоне же электромобиля с предлагаемым комбинированным приводом главным источником энергии становится маховичный накопитель, который, как сказано выше, подключен к основному приводу через супервариатор. Он отдает энергию на колеса, при этом КПД передачи энергии получается выше, чем у аккумуляторов, поскольку часть мощности от маховика передается на колеса механически. При этом величина данного КПД практически не зависит от величины

Показатель	Смешанный цикл NEDC		Городской цикл US06	
	Электромобиль традиционного исполнения	Электромобиль с маховиком	Электромобиль традиционного исполнения	Электромобиль с маховиком
Энергия, подведенная к ведущим колесам за цикл, Вт·ч	825	825	1540	1540
Разница между величинами запасенной энергии в начале и в конце ездового цикла, Вт·ч:				
аккумуляторной батареи	1745	1380	3400	2500
маховика	–	0	–	0
Средний ("на круг") КПД	0,47	0,60	0,45	0,62
Пробег до полного разряда аккумуляторной батареи, км	148	188	89	120
Удельный расход энергии, Вт·ч/(т·км)	92	73	155	110
Максимальная мощность заряда, разряда, кВт	70	50	270	50

передаваемой мощности. При торможении мощность рекуперации поступает в маховичный накопитель также с более высоким КПД. В итоге полный КПД рекуперации "на круг" становится больше, а значит, повышается эффективность и всей силовой установки, что дает предпосылки к снижению удельного расхода энергии и увеличению запаса хода в интенсивном городском режиме движения.

Для предварительной оценки характеристик электромобиля с комбинированным приводом авторы смоделировали его движение и провели сравнительный анализ результатов моделирования с результатами, полученными для электромобиля традиционной схемы. При этом в качестве исходных данных для моделирования были выбраны (табл. 1) параметры серийного электромобиля "Ниссан Лиф".

Для оценки характеристик электромобилей в реальных условиях городского движения авторы смоделировали два ездовых цикла – смешанный европейский (NEDC) и городской американский (US06). При этом было принято, что комбинированная силовая установка работает следующим образом: при равномерном движении электромобиля единственным источником энергии являются аккумуляторные батареи; при его разгоне мощность к ведущим колесам подводится только от маховика; при торможении кинетическая энергия движения рекуперирована в маховичный накопитель; при снижении запаса энергии маховика до критического уровня (100 Вт·ч) он пополняется путем полной зарядки от аккумуляторов с постоянной мощностью процесса заряда 30 кВт для цикла NEDC и 22 кВт для цикла US06.

В ходе моделирования оценивались скорость движения электромобиля; пройденный им путь; уровень заряда аккумуляторных батарей и маховичного накопителя; мощность разряда/заряда аккумуляторных батарей и маховичного накопителя; частота враще-

ния маховика; расчетный пробег до полного разряда аккумуляторных батарей; удельный расход энергии.

Результаты моделирования приведены в табл. 2. Из нее следует, что пробег электромобиля класса В, оснащенного батареей емкостью 24 кВт·ч и маховичным накопителем энергии, в ездовом цикле NEDC оказывается на 40 км больше пробега традиционного электромобиля с теми же параметрами и аккумулятором той же емкости, а средний расход энергии на движение при этом ниже на 21 %. Максимальные же значения мощности разряда и заряда аккумуляторных батарей уменьшаются на 29 и 100 % соответственно.

Сравнивая результаты моделирования движения гибридного и традиционного электромобилей для двух различных ездовых циклов, можно отметить, что комбинированный привод наиболее эффективен в интенсивных городских режимах движения с частыми и резкими разгонами и торможениями. Например, в более динамичном стандартном цикле US06 расход энергии аккумуляторов снижается не на 21 %, как в цикле NEDC, а на 26 %.

Такой результат объясняется тем, что в динамичных режимах движения электромобиля повышается число циклов "разгон–торможение" на 1 км пути и средняя мощность, а значит повышается доля потерь энергии, связанных с рекуперацией. Поскольку у электромобиля с комбинированным приводом рекуперация энергии в маховичный накопитель осуществляется с более высоким КПД, то и суммарные потери энергии будут ниже. И чем выше доля потерь энергии на рекуперацию, тем эффективнее комбинированный привод.

Вывод очевиден: применение комбинированной электромеханической силовой установки с маховичным накопителем позволяет существенно снизить расход электроэнергии, повысить пробег автомобиля и долговечность аккумуляторной батареи.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.3

БОРТОВЫЕ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ С ГМП

Доктора техн. наук **С.А. РЫНКЕВИЧ** и
В.П. ТАРАСИК, А.Н. ЕГОРОВ,
канд. техн. наук **А.Н. МАКСИМЕНКО**
Белорусско-Российский университет(+375. 222 25-36-45),
БелАЗ

Дается методика прогнозирования годового экономического эффекта от внедрения и использования на карьерных самосвалах бортовой системы автоматического диагностирования гидромеханических передач.

Ключевые слова: карьерный самосвал, техническое состояние, гидромеханическая передача, диагностирование, бортовая система диагностики.

Rynkevich S.A., Tarasik V.P., Egorov A.N., Maksimenko A.N.

ON-BOARD DIAGNOSTIC SYSTEMS – INSTRUMENT OF INCREASE OF ECONOMIC EFFECTIVENESS OF QUARRY DUMP TRUCKS WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

The method of forecasting the annual economic effectiveness from introduction and use of dump trucks on board diagnostic system of hydromechanical transmission is given.

Keywords: quarry dump truck, technical of state, hydromechanical transmission, diagnostic, on-board diagnostic system.

Практика уже доказала, что эффективность работы горно-обогатительных предприятий, автохозяйств и карьеров определяется уровнем комплексной механизации технологических процессов. Но при этом основную часть затрат на изготовление готовой продукции этими предприятиями в любом случае составляют транспортные расходы, которые выполняются комплектом машин в составе экскаваторов, погрузчиков, бульдозеров и главным образом карьерных самосвалов. Но главную роль в этом комплексе играет именно самосвал. Поэтому повышение производительности самосвала и снижение себестоимости его машино-часа – основа экономического благополучия предприятия. А эта себестоимость, что тоже хорошо известно, во многом определяется уровнем безотказности самосвала: если он высок, то нет простоев в ремонте, т.е. потерь рабочего времени и денежных средств. Отсюда вывод: повышение показателей работоспособности самосвала – важнейшая задача совершенствования его конструкции и безотказной работы на объекте. Что производители самосвалов и делают постоянно.

Одним из направлений совершенствования самосвала БелАЗ в последнее время стало оснащение автоматическим диагностированием работоспособности его систем и прежде всего – ГМП. Дело в том, что анализ отказов данных самосвалов показал: ГМП – наиболее слабое их звено. Причем свыше 90 % отказов ГМП составляют частичные и

лишь ~10 % полные отказы, 78 % которых обусловлены потерей функциональной работоспособности гидроприводов и их элементов, 12 % – разрушениями механических элементов и 10 % – внешней и внутренней негерметичностью гидропривода. Кроме того, относительные доли внезапных и постепенных отказов гидроприводов примерно равны. Это обстоятельство наталкивает на важность и необходимость бортового диагностирования и оперативного прогнозирования ГМП уже хотя бы потому, что оно дает возможность практически исключить возникновение внезапных отказов самосвалов. При этом если детализировать, то результаты сравнительного количественного анализа отказов ГМП свидетельствуют: 34 % из них обусловлены отсутствием функционирования механизма ГМП или его элементов, 19 – внешней негерметичностью, 15 – несоответствием параметров уровням, нормируемым технической документацией, 12 – повреждением и разрушением механических элементов конструкции гидроприводов, 9 – повышенными внутренними утечками, 7 – нарушением температурных режимов ГМП и 4 % – загрязнением рабочей жидкости. При этом 36 % из них связаны с потерей герметичности уплотнений, 30 – с механическими повреждениями, в том числе фрикционных, 19 – с гидромеханическими элементами, 6 – с клапанами, 5 – с электрическими элементами и 4 % – с повреждением фильтров.

Таким образом, по критерию относительной частоты появления отказов подход к диагностированию ГМП, в общем-то, достаточно прозрачен. Наименее надежными ее элементами являются уплотнения, механические и гидромеханические элементы. На их долю приходится 85 % всех отказов ГМП. При этом следует отметить, что любой из отказов, произошедших в карьере, влечет за собой весьма значительные материальные затраты; вынужденные простои техники, во-первых, нарушают производственный цикл и во-вторых, создают большие проблемы при транспортировании неисправной машины из карьера и при последующем демонтаже ГМП.

Таковы факты. Но если посмотреть глубже, то одним из важнейших параметров, характеризующих работоспособность ГМП, является его объемный КПД ($\eta_{об}$). В отношении ГМП самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 т установлено, что область снижения КПД при эксплуатации ограничена кривыми, соответствующими формулам № 1 (табл. 1).

Данные, полученные по результатам наблюдений, приведены в табл. 2.

Практически все отказы гидроаппаратов, в том числе ГМП, кроме отказов по корпусу, вызваны неисправностями прецизионных поршневых и золот-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta_{об_1} = \eta_{об_0} - A_1 t^2;$ $\eta_{об_2} = \eta_{об_0} - A_2 t^2$	$\eta_{об_1}, \eta_{об_2}$ – значения объемного КПД в начале и в процессе эксплуатации; A_1, A_2 – параметры, определяющие темп снижения объемного КПД
2	$П = \max \left[\sum_{f=1}^K \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^L П_{fji} \right]$	K – число комплектов машин; N – число типов машин; L – число машин j -го типа в f -м комплекте; $П_{fji}$ – прибыль, полученная от работы i -й машины j -го типа f -го комплекта
3	$П_{fji} = C_{\tau_{ji}} П_{\tau_{ji}} k_b T_{\tau_{ji}} - C_{мч_{ji}} T_{\tau_{ji}} k_n$	$C_{\tau_{ji}}, C_{мч_{ji}}$ – соответственно единицы выполненной машинной работы (руб./т) и одного ее машино-часа; $П_{\tau_{ji}}$ – техническая производительность машины (т/ч); k_b – коэффициент внутрисменного режима работы; $T_{\tau_{ji}}$ – затраты рабочего времени за рассматриваемый период; k_n – коэффициент накладных расходов по предприятию, связанный с эксплуатацией всего парка машин
4	$C_c = \frac{C_{мч} k_n}{П_{\tau} k_b}$	–
5	$П_{fji} = (C_{\tau} - C_c) П_{\tau} k_b T_0 k_{тч} = (C_{\tau} - C_c) П_{\tau} k_b D_p T_{см} k_{см} k_{тч}$	$k_{тч}$ – коэффициент, учитывающий снижение $П_{\tau}$ в процессе эксплуатации; $T_{см}$ – производительность рабочей смены; $k_{см}$ – коэффициент сменности
6	$П = (C_{\tau} - C_c) П_{\tau} k_b D_p k_{см} T_{см} = (C_{\tau} - C_c) q П_{\tau} \gamma k_b k_{см} T_{см}$	q – грузоподъемность автомобиля; n_c – число ездов за смену; γ – коэффициент использования грузоподъемности
7	$C_{мч} = C_a + C_{зп} + C_{тсм} + C_{тор} + C_{бнд}$	C_a – амортизационные отчисления; $C_{зп}$ – заработная плата водителя; $C_{тсм}$ – стоимость топливно-смазочных материалов; $C_{тор}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт; $C_{бнд}$ – затраты на замену быстроизнашивающихся деталей
8	$C_a = \frac{C H_a K_{ин}}{100 T_c}$	C – балансовая стоимость самосвала; H_a – норма амортизационных отчислений; $K_{ин}$ – коэффициент изменения этой нормы; T_c – годовой ресурс рабочего времени
9	$\Delta П_{оа} = \frac{П_2 - П_1}{П_1}$	$П_1$ – прибыль, обеспеченная недоработанным самосвалом; $П_2$ – прибыль, обеспеченная доработанным самосвалом

Таблица 2

Объем	Параметр	
	$\frac{A_{max} \dots A_{min}}{A_{cp}}$	$\eta_{об_0}$
Гидропривод ГМП	$\frac{0,012 \dots 0,065}{0,0385} 10^{-6} = (0,31 \dots 1,69) 10^{-6}$	0,895
Система смазки	$\frac{0,008 \dots 0,050}{0,029} 10^{-6} = (0,276 \dots 1,724) 10^{-6}$	0,94

никовых пар, которые повышают трение в парах и износ деталей (и как результат, с изменением линейных размеров и форм). Причем повышение трения происходит, как правило, внезапно и ведет к зависанию или заклиниванию подвижного элемента в корпусе или гильзе, или запаздыванию его срабатывания, нарушению режимов слежения, кратковременному повышению давления выше нормы (и, как следствие, разгерметизации системы), росту пульсаций давления. Износ деталей нарушает внутреннюю герметичность аппаратов, значит, увеличивает расход жидкости через зазоры и снижает их объемный КПД. Такие повышенные утечки ведут к замедлению работы всего механизма в целом, а следовательно, к увеличению рабочего цикла машин и экономическим потерям.

Таким образом, техническое состояние деталей насосов и гидродвигателей, золотниковых элементов и распределителей, соединений "поршень–корпус" в гидроцилиндрах однозначно характеризуется комплексом параметров, от которых зависит внутренняя негерметичность гидроаппарата, что дает право рассматривать объемный КПД как интегральный показатель состояния объекта.

Исследования показали, что гидроприводы самосвалов БелАЗ чаще всего работают на средних и тяжелых режимах, для которых характерны нестабильность и высокий коэффициент использования в течение смены, причем чаще всего – при неблагоприятных условиях среды и сезонных колебаниях температуры от 223 до 323 К (от –50 до +50 °С). Из-за этого наработка на отказ элементов гидропривода невелика и характеризуется значительным разбросом, что хорошо видно из приводимых ниже данных по самосвалу БелАЗ-7555, собранных в течение 1979–2009 гг. на территории Белоруссии и России.

Гидроаппарат	Наработка, ч
Насос шестеренный	$\frac{15\ 000 \dots 40\ 000}{27\ 500} = 0,54 \dots 1,45$
Гидроцилиндр	$\frac{20\ 000 \dots 80\ 000}{50\ 000} = 0,40 \dots 1,60$

Клапаны давления, предохранительные и переливные	$\frac{28\ 000 \dots 56\ 000}{42\ 000} = 0,67 \dots 1,34$
Распределитель золотниковый	$\frac{32\ 000 \dots 70\ 000}{51\ 000} = 0,63 \dots 1,37$
Дроссель и регулятор потока	$\frac{20\ 000 \dots 62\ 000}{41\ 000} = 0,49 \dots 1,51$
Фильтр	$\frac{10\ 000 \dots 40\ 000}{25\ 000} = 0,40 \dots 1,60$
Трубопровод и шланг	$\frac{18\ 000 \dots 60\ 000}{39\ 000} = 0,46 \dots 1,54$

Эффективность использования и уровень работоспособности карьерных самосвалов за любой рассматриваемый период следует оценивать с учетом производительности, коэффициентов технического и внутрисменного использования, стоимости единицы полезно выполняемой работы, приведенной себестоимости выполнения этой работы, оптимального роста прибыли и окупаемости капитальных затрат на приобретение техники. Попытаемся сделать это применительно к двум вариантам одного и того же самосвала – при отсутствии и при наличии бортовой диагностической системы ГМП.

В условиях рыночной экономики основным комплексным показателем эффективности использования любых машин является прибыль Π , которая зависит от объективно сформированной стоимости C_T единицы выполняемой работы (руб./т), затрат $T_{\text{ч}}$ рабочего времени за рассматриваемый период, технической производительности Π_T (т/ч), себестоимости $C_{\text{мч}}$ машино-часа (руб./ч), комплексного показателя надежности – коэффициента K_T технического использования и коэффициента K_B внутрисменного режима работы.

Положив в основу формализацию полученной прибыли Π от использования всех машин, входящих в комплект, эффективность его использования можно отразить с помощью формулы № 2, а прибыль Π_{fji} , полученную от работы каждой отдельно взятой i -й машины j -го типа f -го комплекта – по формуле № 3, которая, очевидно, представляет собой разность между полученной выручкой и затратами на эксплуатацию машины.

Стоимость C_e механизированных работ с учетом себестоимости машино-часа и эксплуатационной производительности определяется по формуле № 4, а продолжительность T_0 выполнения запланированных объемов работ на объекте – исходя из числа D_p рабочих суток, коэффициента $k_{\text{см}}$ сменности и значения коэффициента K_T технического использования, отражающего простои на технических обслуживаниях и ремонтах. В итоге для одной машины зависимость прибыли от выручки и себестоимости механизированных работ с учетом часовой эксплуатационной производительности и продолжительности выполнения работ дает формула № 5.

Карьерный самосвал, оснащенный бортовой системой диагностирования ГМП, имеет более высокую

Показатель	Значение показателя	
	до модернизации	после модернизации
Техническая производительность Π_T , т/ч	1045	1097
Эксплуатационная производительность Π_s , т/ч	762,9	800,8
Стоимость $C_{\text{мч}}$ машино-часа, рос. руб.	1343,0	1263,0
Приведенные затраты $C_c^{\text{пр}}$, рос. руб./т	2,46	2,21
Число D_p рабочих дней за рассматриваемый период	259	268
Количество $T_{\text{ч}}$ рабочего времени за рассматриваемый период, ч	2072	2144
Прибыль Π от использования одного карьерного самосвала, млн рос. руб.	30,25	32,90
Увеличение (прирост) $\Delta \Pi$ прибыли за счет модернизации самосвала (установки бортовой диагностической системой ГМП), %	–	8,8

производительность, чем не оснащенный ею. У него меньше простоев и больше рабочего времени. Поэтому он приносит и большую прибыль. Подсчитывается эта прибыль по формуле № 6, а стоимость машино-часа работы самосвала – по формуле № 7. (Входящий в нее параметр C_a определяется по формуле № 8.)

Применительно к самосвалу БелАЗ-7555 получены следующие данные: $D_p = 9$ сут./год; $C_T = 55$ рос. руб./т; $q = 55$ т; $n_e = 20$; $\gamma = 0,95$; $C_a = 154,6$ рос. руб./ч; $C_{\text{зп}} = 10,4$ рос. руб./ч; $C_{\text{тсм}} = 925,6$ рос. руб./ч; $C_{\text{тор}} = 240,4$ рос. руб./ч; $C_{\text{бнд.}} = 11,6$ рос. руб./маш.-ч.

Используя эти данные и формулу № 4, получаем, что стоимость $C_{\text{мч}}$ машино-часа до модернизации самосвала равна 1343 рос. руб., а после модернизации – 1263 руб., т.е. на 6 % меньше. Если же учесть, что из-за снижения путевого расхода топлива на 5 % и сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонты, обусловленные оперативным и эффективным определением технического состояния ГМП и машины в целом, увеличения длительности межремонтного периода на 25 % и средней скорости движения самосвала на 7 %, а также числа ездов (циклов) за один день до $n_e = 21$, то прирост $\Delta \Pi_{\text{од}}$ прибыли от модернизации бортовой диагностической системы ГМП (%) можно подсчитать по формуле № 9.

Результаты расчета по ней применительно к самосвалу БелАЗ-7555 приведены в табл. 3. Как видим, прирост производительности карьерных самосвалов БелАЗ с ГМП, оснащенных бортовой системой активной диагностики, составляет 8,8 %.

Таким образом, бортовые системы автоматического диагностирования ГМП – это действительно инструмент повышения эффективности и рентабельности эксплуатации самосвалов. Но не только их, а и машин транспортной и строительно-дорожной отрасли, оснащенных ГМП.

СПОРТИВНЫЙ ВАРИАНТ ТОРМОЖЕНИЯ КАК МЕТОД СОКРАЩЕНИЯ ОСТАНОВОЧНОГО ПУТИ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **А.А. ЛОПАРЁВ, В.И. СУДНИЦЫН, А.Ю. КНЯЗЕВ**
Вятская ГСХА (8332. 67-54-90)

Рассматривается модель колеса в тормозном режиме, базирующаяся на операторских возможностях водителя и его профессиональном мастерстве.

Ключевые слова: автомобиль, водитель, экстренное торможение, модель колеса, тормозной режим.

Loparev A.A., Sudnitsin V.I., Knyazev A.Yu.

SPORTED METHOD OF BRAKING AS METHOD OF EMERGENCY BRAKING OF CAR

The wheel model in the brake mode based on possibilities of the driver and its professional skill is considered.

Keywords: automobile, driver, emergency brake application, model of a wheel, brake mode.

Остановочный путь S_0 как результат экстремального функционирования системы "водитель—автомобиль—дорога—среда" представляет собой сумму субъективно-объективных слагаемых (формула №1 в таблице). В свою очередь, время τ_{cp} срабатывания тормозной системы дает формула № 2. Это время нормировано ГОСТ Р 51709—2006 и у легкового автомобиля оно не должно превышать 0,6 с. Однако на практике минимальное значение этого времени во многом зависит от таких факторов, как техническое состояние тормозной системы, водительские приемы торможения. Так, с опытным и внимательным водителем оно может быть в несколько раз меньше 0,6 с. Время τ_p реакции водителя и время τ_3 осознанно противоправной задержки им принятия возможных мер к снижению скорости — параметры субъективно-объективные, но их минимальная сумма на уровне простой психомо-

торной реакции может составлять ~0,3 с вместо дифференцированного методикой ВНИИСЭ времени реакции водителя $\tau_p = 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$ или 1,4 с. Все это означает, что водители имеют субъективную возможность уменьшения безюзовой части остановочного пути до величины $S_{бю}$, подсчитываемой по формуле № 3.

Мгновенная аварийная скорость наезда на препятствие обычно неизвестна, но расстояние от места наезда до места послеаварийной остановки автомобиля известно и фиксируется в протоколе и схеме осмотра места ДТП. Это расстояние может быть меньше "юзовой" части $S_{ю}$ остановочного пути (формула № 4), но при наличии на автомобиле АБС путь, пройденный без видимых следов юза может быть больше $S_{ю}$. Среднее замедление j_{cp} , при наличии и отсутствии видимых следов юза на горизонтальной, ровной, шероховатой, сухой и чистой асфальтобе-

тонной дороге всегда значительно меньше максимально возможного замедления $j_{хт\max}$, подсчитываемого по формуле № 5 или записанного деселерографом типа "Эффект-02" в момент блокирования одного из колес легкового автомобиля, не имеющего АБС. Это подтверждают и диаграммы (рис. 1) замедлений легкового автомобиля, одна из которых (1) взята из ГОСТ Р 51709—2006, а вторая (2) получена экспериментальным путем. (Начальная скорость торможения в обоих случаях одна и та же — 40,25 км/ч.)

Как видно из рис. 1, эти диаграммы отличаются, причем существенно. Экспериментальная диаграмма экстренных замедлений автомобиля чрезмерными тормозными моментами M_T , порождающими блокирование и полный юз колес, как правило, имеет кратковременный предблокировочный "клевок" $j_{хт\max}$, характеризующий предел тормозных свойств и функциональную дефективность принципа "перетормаживания" вместо "недотормаживания" (кривая 3), которая "срезает" предблокировочный "клевок" и задает скорость замедлений $j_{хт}/dt \rightarrow 0$, ощущаемую водителем.

В связи со всем перечисленным авторы считают, что для уменьшения тормозного пути легкового автомобиля при сохранении им устойчивости против заноса нужно применять спортивный метод торможения, рассмотренный автором работы [2]: нажимать на педаль рабочего тормоза левой ногой, сохраняя возможность нажатия на педаль подачи топлива ногой правой. Такие действия помогают вернуть управляемость автомобиля в момент блокирования всех колес.

Этот процесс иллюстрирует рис. 2, из которого следует, что при данном

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S_0 = (\tau_p + \tau_3 + \tau_c + 0,5 \tau_n) v_0 + \frac{v_0^2}{2 j_{cp}}$	τ_p — время реакции водителя; τ_3 — время осознанно противоправной задержки водителем принятия мер к снижению скорости движения АТС; τ_c — время запаздывания рабочей тормозной системы; τ_n — время нарастания замедлений; v_0 — начальная скорость; j_{cp} — среднее ("установившееся") замедление АТС
2	$\tau_{cp} = \tau_c + \tau_n$	—
3	$S_{бю} = (\tau_p + \tau_3 + \tau_c + 0,5 \tau_n) v_0$	—
4	$S_{ю} = \frac{v_0^2}{2 j_{cp}}$	—
5	$j_{хт\max} = \varphi_{хт\max} g$	$\varphi_{хт\max}$ — максимальное значение плеча пары нормальных сил колеса в пятне контакта с дорогой
6	$M_d = I_{хт} \varepsilon_{хт}$	$I_{хт}$ — статический момент инерции тормозящего колеса и вращаемого им деталей колесного тормоза; $\varepsilon_{хт}$ — угловое замедление тормозящего колеса
7	$\omega_T = \frac{v_{хт} - v_s}{r_{дт}}$	$v_{хт}$ — скорость тормозящего колеса
8	$M_T = I_{кт} \varepsilon_{кт} + m_{кт} g r_{дт} (\varphi_{хт} \mp \text{tg } f_T)$	$m_{кт}$ — масса колеса; f_T — угол плеча пары нормальных сил в пятне контакта колеса
9	$M_T > I_{кт} \varepsilon_{кт} + m_{кт} g r_{дт} (\varphi_{хт} + \text{tg } f_T)$	—
10	$N_T = M_T \omega_T \rightarrow 0$	—
11	$M_B = M_c U_{тр} \eta_{тр}$	M_c — крутящий момент ДВС; $U_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ — ее КПД

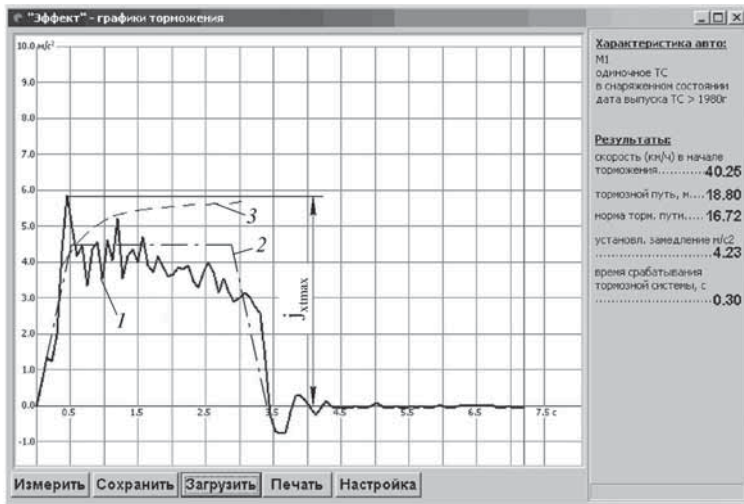


Рис. 1. Диаграмма замедлений автомобиля при экстренном торможении с блокировкой колеса:

1 – полученная опытным путем; 2 – взята из ГОСТ Р 51709–2006; 3 – кривая "недотормаживания"

способе $j_{\text{кт max}}$ наблюдался не только в начальный момент торможения, но и в течение всего периода нажатия на педаль, что ведет к более эффективному торможению.

Почему так получается, попытаемся объяснить с помощью модели колеса в тормозном режиме качения (рис. 3). Эта модель является и энергетической моделью, так как представляет собой синтез действующих сил и векторов скорости в пятне контакта. Согласно ей, тормозной момент M_T как управляемая водителем помеха вращению тормозящего колеса на неподвижной дороге через "набегающий" на нее протектор шины преодолевается тремя крутящими моментами:

динамическим моментом M_d инерции самого колеса (формула № 6); моментом $M_{\text{пр}}$ пары продольных сил (продольной реакции $R_{\text{хт}}$ дороги, приложенной в пятне контакта и направленной назад) и продольной силы $P_{j\text{т}} = m_{\text{кт}} j_{\text{кт}}$, приложенной в центре колеса и направленной вперед, плечом для которых служит динамический радиус $r_{\text{дп}}$ колеса; моментом M_N пары нормальных сил – поддрессорной силы $m_{\text{кт}} g$, приложенной в центре колеса и направленной вниз, и нормальной реакции $R_{\text{зт}}$ дороги, приложенной в пятне контакта и направленной вверх. Однако плечо этой пары сил при малых значениях тормозного момента M_T смещено вперед и определя-

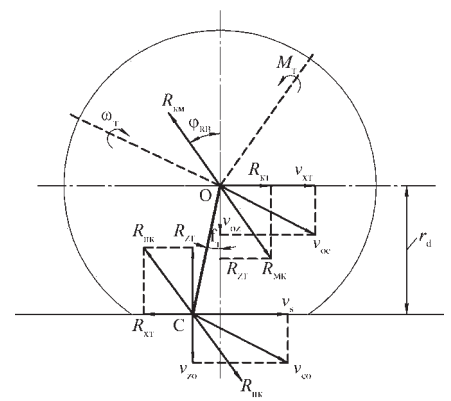


Рис. 3. Модель колеса в тормозном режиме качения

ет момент сопротивления тормозящего колеса качению, который при увеличении M_T уменьшается до нуля. При больших значениях тормозного момента M_T смещается назад и определяет момент сопротивления тормозящего колеса торможению, т.е. превращает момент пары нормальных сил во вращающий ("ротопедный") момент. Поэтому угловая скорость ω_t тормозящего колеса (формула № 6) зависит от скорости v_s юза и является следствием действия четырех моментов, образующих практически мгновенное равенство (формула № 8), переходящее в неравенство (формула № 9).

В кратковременном процессе "срыва протектора в юз" со скоростью юза $v_s \rightarrow v_{\text{хт}}$ при угловой скорости тормозящего колеса $\omega_t = 0$ и мгновенной мощности заблокированного колесного тормоза N_T стремится к нулю (формула № 10).

Из четырех моментов, образующих формулу № 8, практически мгновенно переходящую в неравенство (формула № 9), управляем и подвластен водителю только тормозной момент M_T , возрастающий при экстренном торможении от нуля до блокирующих значений за время не более $\tau_H = 0,4$ с. При экстренном нажатии на тормозную педаль левой ногой и одновременном отпускании или деблокирующем нажатии педали "газа" правой ногой в правой части формулы № 10 и неравенства (формула № 9) присутствует четвертый вращающийся момент – управляемый водителем ведущий момент, соответствующий формуле № 11.

Таким образом, предлагаемый водителями метод спортивного торможения снижает тормозной путь и сохраняет управляемость автомобиля при аварийном его торможении. А это – повышение активной безопасности АТС.

Литература

- ГОСТ Р 51709–2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.
- Цыганков Э.С. Высшая школа водительского мастерства. М.: Академкнига. 2006. – 300 с.

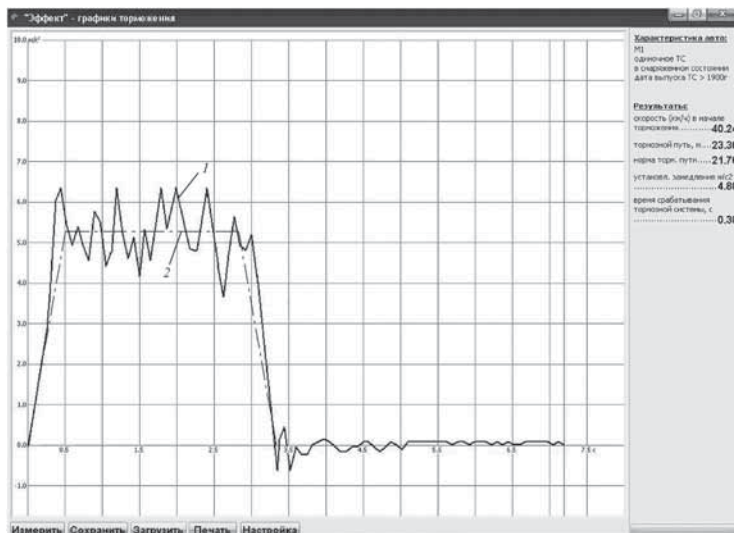


Рис. 2. Диаграмма замедлений автомобиля при спортивном нажатии на педаль тормоза левой ногой (неоднократное воздействие):

1 – из ГОСТ Р 51709–2006; 2 – полученная опытным путем



УДК 621.436

ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ

Канд. техн. наук **П.А. ЛОЩАКОВ**

Ярославский филиал финансового университета при Правительстве РФ (4852. 30-57-06)

Рассмотрены варианты решения проблем, возникающих в ОАО "Автодизель", на Ярославском моторном заводе.

Ключевые слова: дизель, тепловая напряженность, поршень, гильза, головка цилиндров, температура, моторный стенд, модель, граничные условия.

Loschakov P.A.

PROBLEMS OF RESEARCH OF TEMPERATURE FIELDS OF HEAT-STRESSED DETAILS OF DIESELS

The candidate solutions of originating problems in ОАО "Auto diesel engine" on the Yaroslavl motor factory surveyed.

Keywords: diesel, thermal strength, piston, barrel, head of cylinders, temperature, motor bench, model, boundary conditions.

Отрабатывает или не отрабатывает дизель заданный ему ресурс, в значительной степени определяется теплонапряженностью деталей его цилиндропоршневой группы, в первую очередь поршня, гильзы и головки цилиндра. Как показывает опыт, их надежность по тепловой напряженности существенно ниже запаса их механической прочности. Причем эта разница по мере форсирования дизеля наддувом только возрастает. Отсюда и постоянные конструктивные усовершенствования ЦПГ, перевод дизелей на работу с моторными маслами новых составов, изменение способа охлаждения и т.д. И, тем не менее, из-за нередко складывающейся тяжелой дорожной обстановки и нарушений правил технической эксплуатации запас ресурса дизеля по тепловой напряженности деталей его ЦПГ оказывается исчерпанным досрочно. Проще говоря, дизель приходится направлять в капитальный ремонт. И продукция Ярославского моторного завода с этой точки зрения — не исключение, хотя его специалисты настойчиво и планомерно работают над решением рассматриваемой проблемы. Причем эта работа ведется уже много лет — фактически с начала освоения четырехтактных дизелей ЯМЗ, конструкция первых образцов которых оказалась недостаточно совершенной и при их эксплуатации нередко возникали аварийные ситуации, а их ресурс не превышал 3000 ч. Причиной того и другого нередко был выход из строя именно теплонапряженных деталей ЦПГ — поршня, гильзы и головки цилиндра. В качестве примера можно привести поршень двигателя 8Ч 13/14, работавшего на моторном стенде (рис. 1).

Как видим, на нем четко просматриваются трещина на днище и кромке камеры сгорания, перенос металла на боковой поверхности головки и юбки

поршня (задиры) и разрушение бобышек поршня. Правда, полного разрушения деталей в данном случае не произошло, поскольку был выполнен аварийный останов дизеля после обнаружения повышенного расхода картерных газов. Но в эксплуатации, если такой признак зафиксировать нельзя, последствия для двигателя могут быть непредсказуемыми. В том числе такие, как обрыв поршня по бобышкам, разрушение гильзы, головки и блока цилиндров, изгиб и поломка шатуна. Известны даже случаи, когда обломки разрушенных деталей пробивали металлическую обшивку стен моторного бокса.

Основной дефект головки цилиндра при эксплуатации — растрескивание межклапанной и клапанно-форсуночных перемычек. Трещины на днище головки цилиндра при форсировании дизеля чаще всего возникают в центральной части, ослабленной отверстием под форсунку и полостью подвода воды к форсунке, необходимой для охлаждения распылителя. Жидкость может проникать из полости охлаждения головки в цилиндр, а оттуда — в поддон масляного картера, ухудшая тем самым свойства моторного масла. Но бывают и случаи, когда охлаждающая жидкость скапливается в камере сгорания, что может привести к гидравлическому удару при пуске дизеля и его разрушению.

Таким образом, совершенно очевидно, что обеспечение допустимого температурного уровня теплонапряженных деталей, как существующих, так и подлежащих форсированию дизелей, — одна из важнейших задач дизелестроения. Именно с ней столкнулись специалисты ЯМЗ с начала 1960-х гг., когда было принято решение о последовательном и планомерном повышении ресурса выпускаемых дизелей двигателей сначала с 3 до 6 тыс., а затем до 8 и 10 тыс. ч [1].

Поскольку, как уже упоминалось, уровень температурного состояния деталей во многом определяет надежность и долговечность дизеля, то при его про-



Рис. 1. Трещина на днище и кромке камеры сгорания поршня с "задирами" и разрушением бобышек поршня

ектировании, модернизации, после ремонта, а также в период эксплуатации необходимо оценивать их работоспособность. В частности — напряженно-деформированное состояние. Но это возможно лишь когда известны температурные поля.

Н.Д. Чайнов считает, что имеющее колебательный характер изменение температуры распространяется лишь на поверхностные слои материала деталей и при определении температуры базовых деталей ЦПГ их температурные поля при установившихся режимах работы можно считать стационарными. По мнению Б.С. Стефановского, вызываемые мгновенными тепловыми потоками переменные термические напряжения гораздо меньше напряжений, связанных с неравномерностью полей постоянных во времени температур деталей. Следовательно, для суждения о работоспособности теплонапряженных деталей необходимы параметры, непосредственно связанные с постоянными во времени температурами.

Знание постоянных во времени температур деталей на установившихся режимах работы двигателей позволяет судить о прочностных характеристиках материала деталей в условиях высоких температур, температурных напряжениях, величине зазоров в сопряженных деталях, условиях работы моторного масла. Появляется возможность подобрать граничные условия на поверхностях теплообмена деталей обратными методами и проверить достоверность результатов расчета теплообмена аналитическими методами и математическим моделированием.

Задача исследования температурных полей теплонапряженных деталей дизелей оказалась настолько сложной, что в начале 1970-х гг. в составе инженерно-конструкторского центра ЯМЗ пришлось создавать специальное подразделение — лабораторию тепловой напряженности, в состав которой входило более 20 сотрудников. Перед ними была поставлена задача: работать совместно со специалистами бюро электрических методов измерения, в короткие сроки экспериментальным путем получать температурное поле для любых деталей дизелей при различных условиях их работы, что является необходимым условием определения возможности их форсирования. Прежде всего необходимо подобрать датчик температуры. Ведь известно, что существует четыре типа таких датчиков: индикаторы, плавки вставки, терморезисторы и термопары.

От датчиков, индикаторов и плавких вставок из-за низкой их точности и большой инерционности пришлось сразу отказаться. Терморезисторы имеют нелинейные характеристики, поэтому, по мнению Н.Д. Чайнова [2], их следует применять лишь при необходимости (например, совместно с тензорезисторами или в схемах с бесконтактной связью). Что касается термопар, которые на ЯМЗ применяли для измерения температуры неподвижных деталей дизелей, то с ними было много неясностей. Например, недостаточно изученной была связь технологии изготовления и установки термопар в детали с точностью их показаний. Кроме того, используемые для регистрации температур самопишущие потенциометры дава-

ли записи, которые нужно обрабатывать вручную, переводить координаты точек диаграммной ленты в температуру в цифровой форме, а затем вручную же строить зависимости температуры деталей от режимов работы и охлаждения дизеля. Это требовало значительных трудозатрат на обработку результатов и вносило дополнительные погрешности в результаты измерений.

Тщательная отработка технологии изготовления и установки термопар в детали позволила обеспечить допустимую погрешность измерения температуры. Для измерения величины теплового потока были разработаны так называемые эшелонированные термопары, в которых спаи двух изолированных термопар располагались в стержне, выполненном из материала исследуемой детали, на строго определенном расстоянии друг от друга и устанавливаемом с натягом в отверстие детали.

Одновременно обрабатывалась конструкция токосъемного устройства. Дело в том, что такое устройство нужно разместить в пространстве, ограниченном зазорами между деталями шатунно-поршневой группы, противовесами и щеками коленчатого вала, движущимися с очень большими скоростями. Именно этим объясняется преимущественное применение малогабаритных токосъемников с периодическим контактом.

Поэтому из трех возможных вариантов токосъемников (бесконтактный, с постоянным и периодическим контактами) был взят последний, принцип действия которого основан на передаче ЭДС в измерительную цепь только в момент прохождения поршня в районе НМТ. Для этого подвижные поршневые контакты замыкаются с неподвижными, устанавливаемыми под нижним торцом гильзы цилиндров, в течение изменения на $10...56^\circ$ п.к.в.

В качестве таких контактов на ЯМЗ в разное время применялись их варианты — пружинные, вильчатые, пневматические, гидравлические. Однако практика показала, что предпочтение следует отдать гидравлическим, в которых подвижный контакт поджимается давлением масла, находящимся в полости под контактом (рис. 2). В результате появилась возможность измерять температуру в четырех точках поршня двигателя ЯМЗ ЧН 14/13 на разных режимах его работы и без его переборки. Причем число точек измерения можно увеличить установкой исследуемых поршней с токосъемниками в нескольких цилиндрах. Правда, при этом к погрешности измерения добавляется погрешность неравномерности рабочего процесса и охлаждения в разных цилиндрах.

Гидравлические токосъемники имеют ресурс, достаточный для термометрии деталей в течение нескольких часов, поскольку подача масла в полость под подвижными контактами осуществляется только на время измерения температуры поршня.

Но у данной конструкции есть и недостаток — заметное ухудшение контакта приработки в масляной среде, особенно при повышенных частотах вращения коленчатого вала: плохая электропроводность масел и изменение толщины пленки масла между контак-

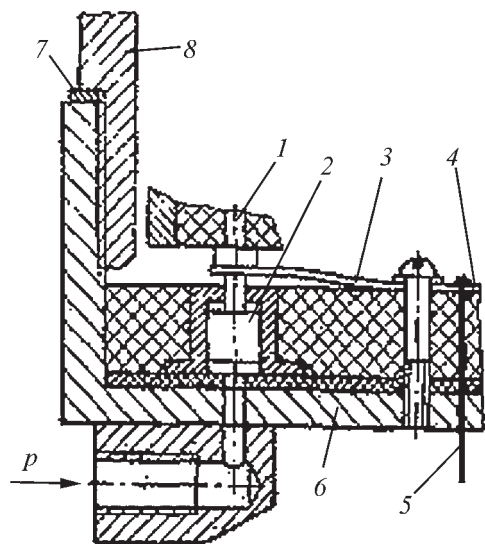


Рис. 2. Гидравлический токосъемник:

1 – контакт термопары на поршне; 2 – плунжер для поджатия контактов; 3 – контактная пластина; 4 – изолятор; 5 – подвод от контакта на кронштейне (неподвижный контакт на кронштейне); 6 – кронштейн, навертываемый на гильзу; 7 – регулировочная прокладка; 8 – гильза цилиндра

тами на разных скоростных режимах вносят в измерения трудно учитываемую погрешность [3].

Схема регистрации температуры с использованием гидравлического токосъемника (рис. 3) содержит компенсирующее устройство и электронный нуль-индикатор с усилением по постоянному току без входного трансформатора, а также универсальный усилитель УЧ-1 с симметричным входом и большим коэффициентом усиления ($5 \cdot 10^4$). Напряжение с высокоомного выхода усилителя подается непосредственно на пластины осциллографа С1-37. Синхронизация изображения осуществляется посредством триггерного отметчика, позволяющего легко изменять фазу синхронизации. В качестве компенсирующего устройства применялся потенциометр ПП-63. Изменяя напряжение компенсации, добивались исчезновения всплеска сигнала на экране осциллографа, после чего ЭДС термопары отсчитывали по шкале потенциометра [4]. Но ручная компенсация при большом числе термопар значительно увеличивает трудоемкость эксперимента. При подключении же конденсаторов параллельно термопарам появляется возможность использовать для измерения температуры на установившихся режимах самопишущие потенциометры, но обработка результатов остается, как сказано выше, весьма трудоемкой и вносит дополнительную погрешность обработки, так как ЭДС термопары по градуировочным таблицам приходится переводить в величину температуры детали.

Поэтому вместо самопишущих потенциометров стал применяться регистратор температуры "Солартрон" (цифровой вольтметр, преобразователь электрического сигнала и компенсатор температуры холодного спая, а также переключающее и печатающее

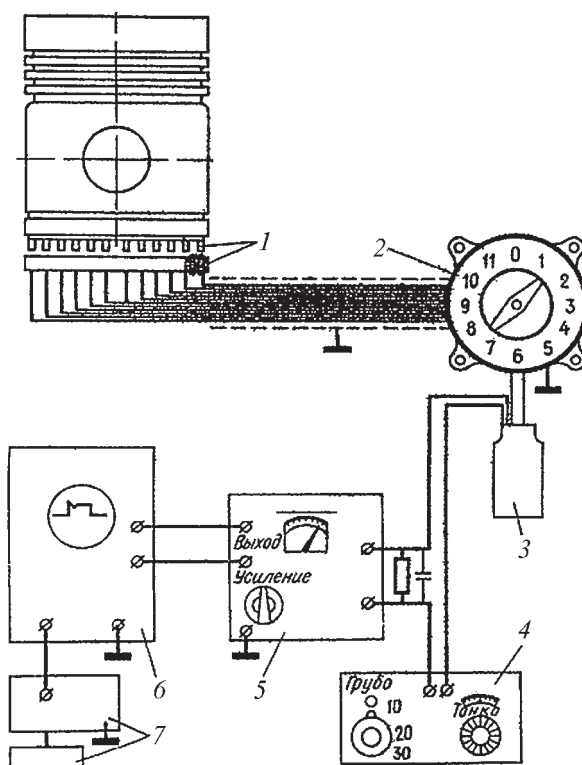


Рис. 3. Схема измерения температуры поршня:

1 – контакты температур; 2 – переключатель; 3 – сосуд Дьюара; 4 – потенциометр; 5 – усилитель постоянного тока; 6 – осциллограф; 7 – триггерный отметчик

устройства), что ускорило процесс регистрации температуры и сократило время испытаний, привело к экономии топлива. Отпала необходимость переводить координаты точек диаграммной ленты в величину температуры деталей при записи ее в цифровой форме, сократилось время обработки результатов, уменьшились погрешности измерения и обработки.

Несмотря на недостатки используемых методов, в результате многочисленных измерений температуры теплонапряженных деталей на установившихся режимах работы дизелей удалось получить столько значений температур, измеренных в различных точках деталей, сколько необходимо для построения их температурных полей и зависимостей температуры от режимов работы и охлаждения двигателя.

Однако экспериментальное, в условиях стенда, их определение – дело все-таки трудоемкое и дорогостоящее. Поэтому в настоящее время специалисты все более широко применяют такой инструмент научных исследований и создания теплонапряженных деталей, как математическое моделирование: оно позволяет не только выполнять детальный анализ полей температур, деформаций и напряжений в элементах конструкции, но и оптимизировать их с учетом конкретных условий работы дизеля.

Эффективность математического моделирования, в частности, применительно к поршневым двигателям, определяется наличием конкретно ориентированных на двигатели методик и алгоритмов, адекват-

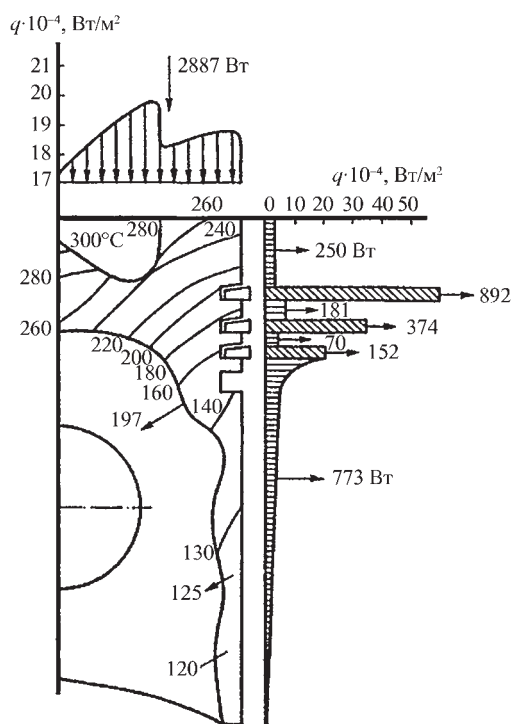


Рис. 4. Поле температур ($^{\circ}\text{C}$) поршня дизеля ЯМЗ 8Ч 13/14 при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ и $N_e = 176 \text{ кВт}$ (240 л.с.)

ных по уровню используемым конечно-элементным программам. Применительно ЦПГ речь идет в первую очередь, естественно, об условиях теплообмена на многочисленных поверхностях поршня и цилиндра (гильзы цилиндра). И здесь при использовании обратных методов без экспериментальных данных не обойтись: они при расчетах моделей играют роль исходных. Например, при использовании обратных методов локальные плотности тепловых потоков или коэффициенты теплоотдачи на поверхностях исследуемых деталей ДВС можно определить лишь при наличии значений температур, измеренных в различных точках этих деталей.

Экспериментальное поле температур двигателя ЯМЗ 8Ч 13/14, полученное усовершенствованными методами измерений, представлено на рис. 4. Известно, что при решении обратных задач теплообмена могут быть получены тождественные температурные поля в результате различных по своей природе, но равноценных в энергетическом отношении внешних воздействий, т.е. одинаковые температуры деталей можно получить, в частности, при различных вариантах сочетания параметров теплообмена на их поверхностях.

Т.А. Антропова, инженер лаборатории теплонапряженности, освоив методику создания конечно-элементных моделей и работу с программами, имеющимися на ЯМЗ, совместно со специалистами вычислительного центра разработали конечно-элементную модель поршня двигателя ЯМЗ 8Ч 13/14, и на основании экспериментальных значений температуры предложила один из возможных вариантов параметров теплообмена на участках поверхности

поршня, при котором расчетные значения температур отличались от экспериментальных не более чем на 1,5...2,0 %.

Таким образом, задача, поставленная перед лабораторией теплонапряженности и бюро ЭМИ, на первом этапе исследования температурного состояния теплонапряженных деталей дизелей "семейства" ЯМЗ 13/14 была выполнена. Оработанные технологии установки термопар в детали обеспечили допустимую погрешность измерения температуры, малогабаритный токосъемник с периодическим контактом и замена самопишущих потенциометров регистратором температуры "Солартрон" позволили значительно сократить трудозатраты при проведении сборочно-разборочных работ на участке сборки двигателей, а также подготовительных работ и измерений в моторных боксах испытательной станции. Снизились трудозатраты на обработку результатов исследований, повысилась точность обработки. Экспериментальное поле температур, полученное усовершенствованными методами измерений, позволило подобрать параметры теплообмена на участках поверхности поршня обратными методами, необходимые при математическом моделировании. Экспериментальные исследования совместно с математическим моделированием обеспечили возможность многовариантного исследования температурного состояния поршней дизелей семейства ЯМЗ 13/14, а также выдачу конструкторам своевременной и надежной информации. Все это, безусловно, способствовало ускорению работ по совершенствованию существующих и созданию новых моделей двигателей семейства ЯМЗ 13/14 и поэтапному увеличению их ресурса с 3 до 10 тыс. ч.

Однако народное хозяйство и оборонная промышленность страны нуждались в более мощных двигателях для транспортной техники, поэтому перед заводом была поставлена задача создания нового семейства дизелей ЯМЗ 14/14, а значит и в области исследования температурных полей теплонапряженных деталей этих дизелей ставились новые задачи. Требовалось решить задачи дальнейшего повышения точности измерения температур, сокращения сроков экспериментальных исследований, переход в области математических методов моделирования температурного поля деталей от обратных методов задания граничных условий теплообмена к прямым, обеспечивающим единственность решения. Решение поставленных задач предполагается описать в последующих публикациях.

Литература

1. Комплексная система управления качеством / Р.Н. Арсеньев, М.А. Григорьев, А.М. Добрынин и др.: под общ. ред. В.А. Долецкого. Ярославль: Верх.-Волж. кн. изд., 1973. — 256 с.
2. Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Иващенко Н.А. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М.: Машиностроение, 1977. — 152 с.
3. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б.С. Стефановский, Е.А. Скобцов, Е.К. Корси и др. М.: Машиностроение, 1972. — 368 с.
4. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ / Г.Д. Чернышев, А.А. Малышев, Н.С. Ханин и др.: под ред. Н.С. Ханина. М.: Машиностроение, 1974. — 288 с.

РЕЖИМЫ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ИНСТРУМЕНТОВ ИЗ БЫСТРОРЕЖУЩИХ СТАЛЕЙ МЕТОДОМ ППД

Ф.Я. БАРАЦ, д-р техн. наук А.В. КОЧЕТКОВ

ООО "Научно-исследовательский центр технического регулирования", Пермский национальный исследовательский технический университет (906. 306-95-53)

Исследовано влияние параметров отделочно-упрочняющей обработки на эффективность и основные характеристики качества процесса алмазного выглаживания инструментами, оснащенными природным алмазом.

Ключевые слова: поверхностное пластическое деформирование, отделочно-упрочняющая обработка, инструмент, алмазный индентор, шероховатость.

Barats F.J., Kochetkov A.V.

PROCEDURE AND QUALITY OF FINISHING STRENGTHENING PROCESSING OF INSTRUMENTS FROM FAST-CUTTING STEEL OF METHOD OF PPD

Influence of parameters of finishing strengthening processing on efficiency and the basic characteristics of quality by the tools equipped with natural diamond are examined.

Keywords: superficial plastic deformation, finishing strengthening processing, the tool, diamond, a roughness.

Эксплуатационные свойства изделий, обработанных методами поверхностного пластического деформирования (ППД), определяются качеством отделочно-упрочняющей обработки и, главным образом, такими его критериями, как шероховатость обработанной поверхности, степень упрочнения поверхностного слоя, а также характер распределения остаточных напряжений в поверхностном слое изделий. Как отмечают многие отечественные и зарубежные исследователи, напряжения, оставшиеся в поверхностных слоях после поверхностного демпфирования, в основном связаны с температурным полем, возникающим в очаге деформации и в прилегающих к нему областях: неблагоприятные условия теплообмена в приконтактной зоне и значительные контактные температуры — главные причины спада остаточных сжимающих напряжений у самой поверхности обкатанных или выглаженных изделий. И поверхностное пластическое деформирование методом выглаживания алмазными инструментами — не исключение, поскольку при его использовании глубина упрочненного слоя может измениться в широких (от 0,2 до 25 мкм) пределах, а твердость поверхностного слоя может быть увеличена, по сравнению с исходной, на 40...50 %. Значит, дело не столько в температурных полях, сколько в их изменениях, обусловленных, по мнению авторов предлагаемой вниманию читателей статьи, режимами отделочно-упрочняющей обработки и материалом обрабатываемого изделия.

Чтобы подтвердить такой вывод, авторы провели специальное исследование, в ходе которого выглаживающим инструментом служил инструмент на основе природного алмаза, так как природный алмаз обладает уникальными свойствами как инструментальный материал. Он имеет чрезвычайно высокие твердость и износостойкость, исключительно низкий коэффициент трения по металлической поверхности, а по чистоте, с которой может быть отполирована рабочая поверхность алмазного индентора, с ним не может конкурировать ни один из известных инструментальных материалов. Кроме того, кристалл ал-

маза обладает большой (~146,5 Вт/м·°С) теплопроводностью, что особенно важно для создания благоприятной термосиловой обстановки в очаге взаимодействия индентора с обрабатываемой деталью.

При исследовании обрабатывались образцы, выполненные в виде колец наружным диаметром 50 мм, и круглые фасонные резцы диаметром 30 мм. Образцы были выполнены из быстрорежущих сталей марки P18, P9M4K8 и P6M5K5, предварительно термообработанные до твердости НКС 64...66 и прошлифованные до шероховатости $Ra = 0,08$ и $Ra = 0,14$ мкм.

Для изготовления инструментов применялись алмазы группы VII подгруппы "в" по МРТУ 2-037-165. Материал державки — сталь 12ХН3А (ГОСТ 4543-65) или сталь 40Х. Крепление алмаза в державке — пайкой серебряным припоем П_{ср}50Кд ГОСТ 8190-56 или латунным припоем ЛС59, ЛС62 по ГОСТ 1019-47. Рабочая часть алмаза, выступающая из державки, превышала 1/3 длины кристалла.

В опытах использовались инденторы с цилиндрической и сферической рабочими поверхностями, радиусы рабочих участков которых 0,9; 1,0; 1,5; 2,0 и 3,0 мм; смазывающе-охлаждающая жидкость — машинное масло марки "Индустриальное 20". Рабочие поверхности образцов обрабатывались с помощью приспособления для алмазного выглаживания цилиндрических поверхностей и плоскостей на токарном станке и приспособления для алмазного выглаживания фасонных поверхностей. Для заточки и переточки рабочей поверхности алмазного выглаживающего инструмента тоже было разработано специальное приспособление — полуавтомат.

Отделочно-упрочняющая обработка рабочего профиля фасонного резца осуществлялась на токарном станке мод. 16К20М алмазным выглаживающим инструментом со сферической и цилиндрической рабочими поверхностями с радиусом 1,0 мм при упругом закреплении инструмента. Чтобы исключить удары, которые возникают при обработке прерывистой поверхности, передняя поверхность и режущая кромка формировались после окончательной обработки всего профиля фасонного резца.

Для отделочно-упрочняющей обработки цилиндрической и торцевой поверхностей круглого резца использовалась (рис. 1) пружинная оправка 1, с помощью которой перебеги рабочей поверхности инструмента относительно обрабатываемой поверхности устанавливались по индикатору 2, а для обработки его конусного участка рабочей поверхности — специальное приспособление, радиальная сила в котором создавалась с помощью груза.

Исследование шероховатости поверхности после выглаживания алмазными инструментами показало, что быстрорежущие стали, закаленные до твердости НКС 64...66, хорошо поддаются поверхностному пластическому деформированию. При этом резко снижается шероховатость поверхности и упрочняется поверхностный слой выполненных из них деталей. Причем наиболее эффективен процесс поверхностного деформирования всех образцов после предварительного шлифования с шероховатостью поверхности не ниже $Ra = 0,5$ мкм. Однако при прочих равных условиях лучшие результаты достигаются при алмазном выглаживании быстрорежущей стали P18, а при

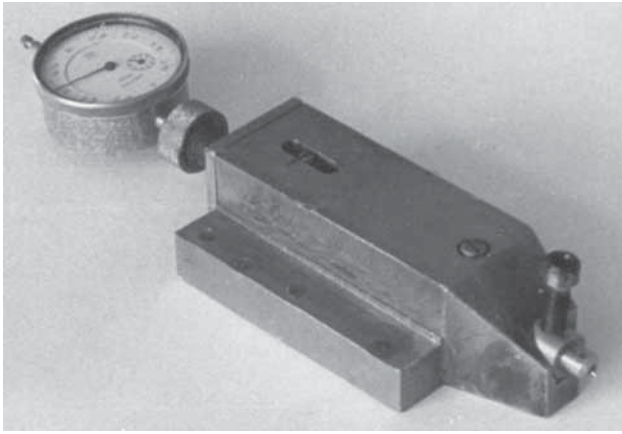


Рис. 1. Пружинная оправка для алмазного выглаживания цилиндрических и торцевых поверхностей

отделочно-упрочняющей обработке сталей Р9М4К8 и Р6М5К5 результаты несколько хуже. Например, на рис. 2 приведены фотоснимки рабочих поверхностей круглого и фасонного резцов зуборезной головки из быстрорежущей стали Р18, закаленной до названной выше твердости НКС 64...66, исходная поверхность

которых была шлифована с шероховатостью $Ra = 0,3$ мкм. При этом алмазное их выглаживание осуществилось с такими режимами: скорость $v = 50$ м/мин; подача $S = 0,025$ мм/об; радиальная сила $P = 230$ Н. Для обработки использовался инструмент, имеющий сферическую рабочую поверхность с $R_c = 1,0$ мм.

Так, рис. 2, а иллюстрирует конусный участок рабочей поверхности круглого стального резца при увеличении $\times 225$. Как видим, ее качество после алмазного шлифования резко улучшилось. Примерно такие же результаты получаются при обработке цилиндрического участка рабочей поверхности круглого (цилиндрического) резца (рис. 2, б). Причем эти результаты особенно хороши, когда направления шероховатостей в результате выглаживания. Такой характер обработки получается при алмазном выглаживании на токарном станке торцового участка рабочей поверхности круглого резца, предварительно обработанного на плоскошлифовальном станке. (На рис. 2, в – фотография такой комбинации следов обработки при увеличении $\times 64$.)

Опытные данные показывают также, что эксплуатационные свойства круглого резца могут быть значительно выше, если отделочно-упрочняющая обработка рабочей поверхности осуществляется с образо-

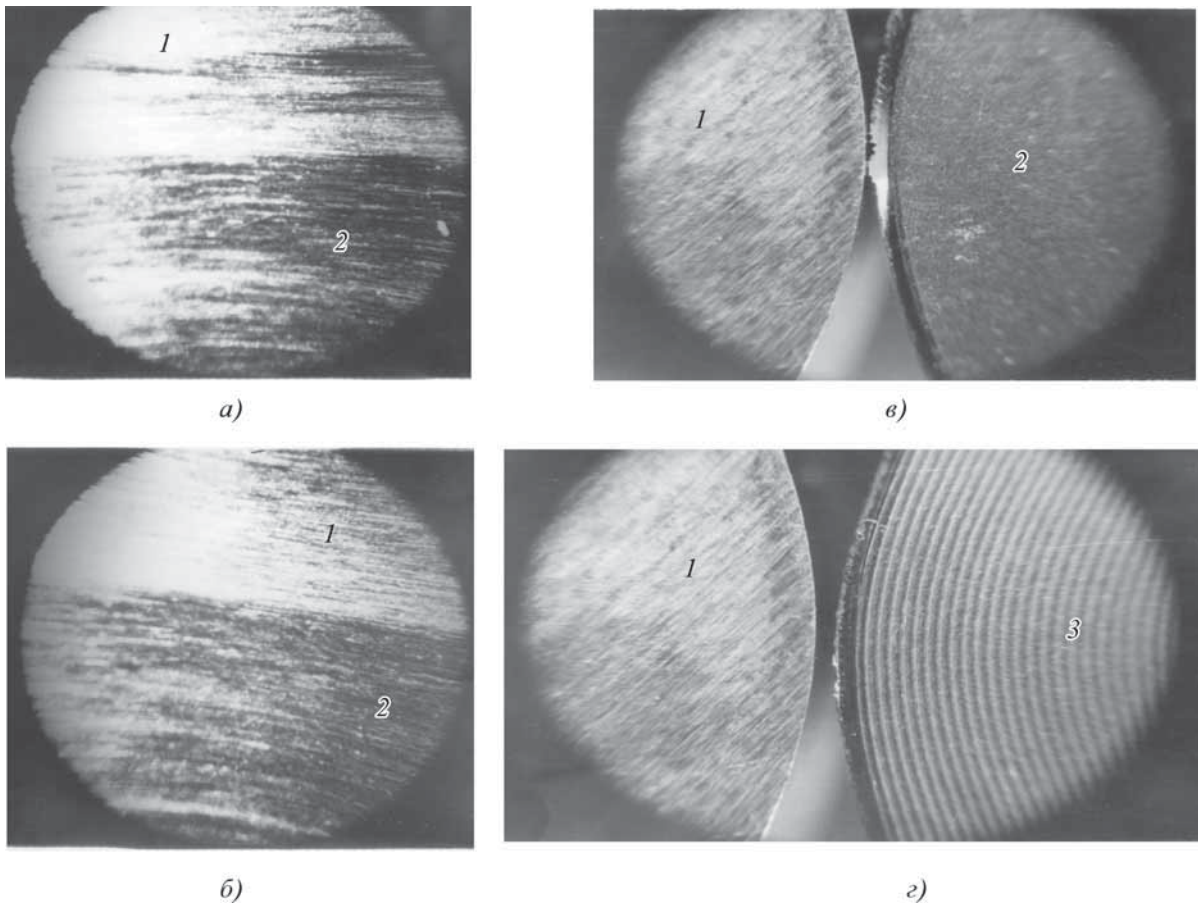


Рис. 2. Шероховатость конусного (а), цилиндрического (б), плоского (в) участков рабочей поверхности круглого резца, а также микрорельеф (г) этого резца:

1 – шлифованная поверхность; 2 – поверхность после алмазного выглаживания; 3 – регулярный микрорельеф после алмазного выглаживания с подачей, равной 0,25 мм/об

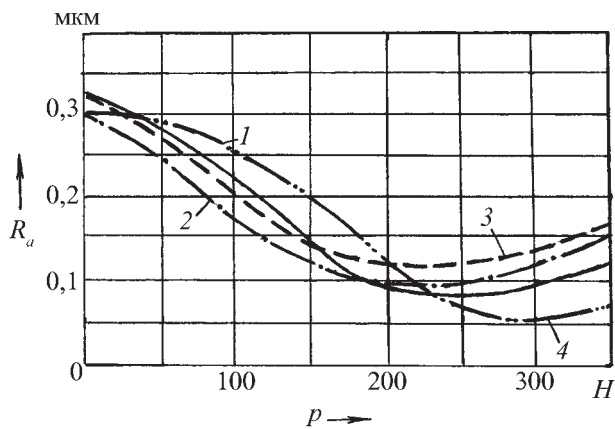


Рис. 3. Зависимость шероховатости обработанной поверхности реза от радиальной силы, обрабатываемого материала, его формы и подачи:

1 – сталь Р18, сфера $R_c = 1,0$ мм и $S = 0,025$ мм/об; 2 – сталь Р9М4К5, $R_c = 1,0$ мм, $S = 0,025$ мм/об; 3 – сталь Р6МК, $R_c = 1,0$ мм, $S = 0,025$ мм/об; 4 – Р18, цилиндр с $R_{ц} = 1,0$ мм, $S = 0,025$ мм/об

ванием регулярного микрорельефа, когда следы обработки направлены по нормали к режущему лезвию резца. В этом случае образуется "пилообразная" режущая кромка, которая облегчает процесс усадки стружки по ширине среза, особенно при чистой обработке с малыми значениями толщины среза.

На рис. 2, з приведен фотоснимок плоского участка рабочей поверхности круглого резца с регулярным микрорельефом в виде спирали Архимеда с шагом 0,25 мм, образованной инструментом со сферической рабочей поверхностью радиусом сферы $R_c = 1,0$ мм при радиальной силе $P = 230$ Н и скорости обработки $v = 50$ м/мин. И здесь, как видим, качество поверхности повышается.

Выполненные авторами исследования шероховатости поверхности при алмазном выглаживании быстрорежущих сталей в целом показали, что ее величина определяется, главным образом, маркой материала, кривизной рабочей поверхности инструмента и радиальной силой. Сочетание радиуса алмазного инструмента и радиальной силы создает удельную нагрузку в очаге деформации, и она, очевидно, должна быть не меньше предела текучести обрабатываемого материала. В этом случае достигается наименьшее значение шероховатости обработанной поверхности. Для исследуемых быстрорежущих сталей это сочетание находится в области 230...250 Н при $R = 1$ мм.

Влияние радиальной силы P при $R = 1,0$ мм и $S = 0,025$ мм/об на высоту шероховатости показано на рис. 3. Как видим, лучшую обрабатываемость показала сталь Р18. Степень же отделки поверхности сталей с содержанием вольфрама 9 и 6 % несколько хуже. Однако оптимальный режим обработки сферических поверхностей для всех применяемых в опыте быстрорежущих сталей практически один и тот же: $P_{опт} = 230...250$ Н (кривые 1–3). Правда, в случае инструмента с цилиндрической рабочей поверхностью при радиусе $R_{ц} = 1,0$ мм оптимальное значение радиальной силы несколько больше (кривая 4) и составляет ~300 Н. Это объясняется тем, что размеры контактной площадки индентора с деталью за счет

уменьшения кривизны индентора в направлении главного движения увеличиваются. Вместе с тем при обработке инструментом с цилиндрической рабочей поверхностью резко снижается шероховатость поверхности. Например, для стали Р18 при исходной ее поверхности с $Ra = 0,3$ мкм шероховатость снижалась до $Ra = 0,05$ мкм. Причем цилиндрическая форма рабочей поверхности алмазного инструмента позволяла получить во всех случаях лучшее качество обработки. Однако этот инструмент, к сожалению, может быть использован только для обработки наружных поверхностей тел вращения, т.е. для цилиндрического и конусного участков рабочей поверхности круглого резца. Плоские же поверхности цилиндрическим индентором обрабатываться не могут, так как кривизна его рабочей поверхности в направлении образующей равна нулю.

Значительное влияние на шероховатость обрабатываемой поверхности оказывает и величина подачи S , оптимальное ее значение зависит от величины пластического отпечатка в направлении движения подачи. На рис. 2, з просматриваются следы обработки, по существу, представляющие собой пластически деформируемый материал. При величине подачи $S = 0,25$ мкм/об шероховатость минимальна. Причем дальнейшее снижение подачи при отделочно-упрочняющей обработке цилиндрическими и сферическими инструментами из стали Р18 и других быстрорежущих сталей с исходной твердостью НКС 64...66 на шероховатости сказывается мало: она получается практически такой же, что и при $S = 0,25$ м/об.

Что касается скорости v главного движения, то она на шероховатость выглаженной поверхности влияет очень мало. Однако радиальное биение заготовки даже при упругом закреплении инструмента, наоборот, влияет существенно: при значительных радиальных биениях заготовки приходится резко, до 3...5 м/мин, снижать скорость обработки.

Алмазное выглаживание закаленной до высокой твердости быстрорежущей стали позволяет существенно повысить качество обрабатываемой поверхности: снизить ее шероховатость с 0,32 до 0,12 мкм и ниже, обеспечить округлую форму поперечного профиля микронеровностей, упрочнить поверхностный слой до 1700 кН/мм² и создать в нем достаточно высокие сжимающие остаточные напряжения. Последнее, по мнению авторов, можно объяснить следующим.

При поверхностно-пластическом деформировании закаленных сталей поверхностный слой упрочняется в результате изменения его структуры с образованием текстуры с высокой плотностью дислокации и распада остаточного аустенита с образованием мартенсита деформации.

Таким образом, исследования показали, что процесс алмазного выглаживания быстрорежущих сталей можно оптимизировать. И главный путь такой оптимизации – поиск области рациональных режимов их обработки, т.е. управление тепловыми потоками в очаге деформации.

И последнее. Полученные в ходе исследования результаты, безусловно, имеют несомненный практический интерес для тех, кто занимается совершенствованием технологии изготовления круглых резцов. В том числе для специалистов автомобильной промышленности, разумеется.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ НАГРУЖЕНИЯ ТРАНСМИССИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ СТЕНДА

Канд. техн. наук **В.И. ПЕТЬКО, Е.Л. АЛЕШКЕВИЧ**
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
(294-90-61)

Рассмотрены преимущества применения асинхронных электродвигателей в стенде для испытания трансмиссий автотракторной и сельскохозяйственной техники по сравнению с генераторами постоянного тока.

Ключевые слова: стенд, трансмиссия, асинхронный двигатель, фазовый ротор, закрытый силовой контур, компьютерный контроль.

Petko V.I., Aleshkevith E.L.

THE LOADING STAND FOR THE ACCELERATED TESTS OF TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES

Advantages of application of asynchronous electric motors in the stand for test of transmissions autotractor and agricultural machinery in comparison with direct current generators are considered.

Keywords: stand, transmission, asynchronous motors, phase-wound rotor, closed force contour, computers control.

Стендовые испытания – важнейший этап создания автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных и других колесных машин. Они проводятся с целью экспериментального определения различных характеристик агрегатов или узлов новой техники. В частности – трансмиссий. Для чего на их силовых валах необходимо создавать тормозные моменты, изменяемые в широком диапазоне. Это достигается с помощью различных механических, гидравлических или электрических нагружающих устройств. Но наибольшее применение находят нагружающие устройства, выполненные на базе генераторов постоянного тока (рис. 1), которые создают эффект торможения за счет взаимодействия электромагнитных полей, разумеется, не подверженных износу. Такой электропривод вращает входной вал испытуемой трансмиссии, к которому подключен генератор постоянного тока. При этом на валу создается нагрузочный крутящий момент M_n , величина которого может регулироваться за счет изменения тока в обмотке возбуждения (ОВ). При постоянном токе возбуждения он пропорционален скорости вращения ротора генератора и может быть подсчитан по формуле № 1 (см. таблицу).

Очевидно, что при работе стенда с постоянными скоростями на входном валу трансмиссии соотношение моментов соответствует формуле № 2.

Для простоты дальнейших рассуждений допустим, что КПД привода равен единице. Тогда мощность $P_{пр1}$, потребляемая приводом из сети, определяется развиваемым моментом $M_{пр}$ и скоростью $n_{пр}$ вращения, т.е. соответствует формуле № 3.

В итоге механическая мощность P_n на выходном валу привода будет определяться по формуле № 4. Эта мощность преобразуется в электрическую мощность и выделяется на нагрузочном резисторе $R_{н1}$.

Нагружающие устройства, выполненные на базе электрогенераторов, относятся к классу пассивных, так как без принудительного механического вращения они самостоятельный тормозной момент не создают. То есть при нулевой скорости вращения их нагрузочный момент равен нулю. Хуже того: они могут создавать требуемый тормозной момент только на высоких (3000...4000 мин⁻¹) скоростях вращения, не характерных для автотракторной и сельскохозяйственной техники.

Поэтому авторы статьи решили создать нагружающие устройства стенда, построенные на базе асинхронных электродвигателей с фазным ротором, которые не должны обладать названным выше недостатком. И это получилось.

Статор такого электродвигателя, как видно из рис. 2, включен в обычную трехфазную сеть и возбуждает электромагнитное поле, вращающееся со скоростью n . При этом в обмотке ротора создаются токи, которые через токосъемные кольца поступают в диодно-тиристорный управляемый трехфазный выпрямитель. Полученный после выпрямителя постоянный ток протекает через нагрузочный резистор $R_{н2}$, а токи в роторных цепях создают на валу электродвигателя крутящий момент M_d . При этом следует отметить, что двигатель, в отличие от генератора, представляет собой активное устройство, поскольку он при отсутствии принудительного механического вращения за счет мощности P_d , получаемой от электросети, способен создавать самостоятельный крутящий момент. И здесь важно обеспечить лишь одно: момент M_d должен быть направлен навстречу моменту вращения вала, созданному приводом стенда. При этом ротор асинхронного электродвигателя будет вращаться от привода со скоростью n навстречу вращению электромагнитного поля, созданного статором. А такой режим, как известно, является режимом электромагнитного торможения [1]. Важно лишь, чтобы электродвигатель для создания в трансмиссии требуемого режима механических напряжений создавал момент M_d , по модулю равный требуемому моменту нагрузки, но противоположный ему по знаку, т.е. должно выполняться условие $M_d = -M_n$. При этом на выходе трансмиссии соотношение моментов будет соответствовать формуле № 5. Другими словами, привод должен создавать момент только для преодоления трения в трансмис-

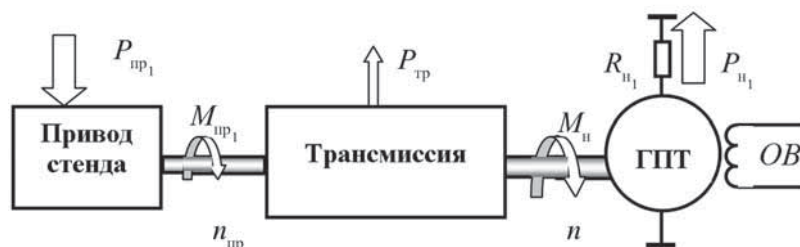


Рис. 1. Стенд с нагружающим устройством на базе генератора постоянного тока (ГПТ)

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_n = c n_p$	c – коэффициент, определяемый конструкцией генератора; n_p – угловая скорость вращения ротора электродвигателя
2	$M_{np1} = M_{тр} + \frac{M_n}{i_{тр}}$	$M_{тр}$ – момент трения; $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии
3	$P_{np1} = 2\pi M_{np1} N_{пр} = P_{тр} + P_{н1}$	$P_{тр}$ – мощность потерь на трение в трансмиссии; $P_{н1}$ – мощность потерь на трение в приводе стэнда
4	$P_{н1} = 2\pi M_n n_p$	–
5	$M_{np2} = M_{тр} + \frac{M_n - M_d}{k} = M_{тр}$	–
6	$P_{np2} = 2\pi M_{тр} = P_{тр}$	–
7	$P_{\Sigma} = P_{np2} + P_d = P_{тр} + P_d$	–
8	$U_2 = a s U_1$	a – коэффициент пропорциональности, U_1 – напряжение на статоре электродвигателя
9	$P_2 = U_2 I_{д2} \cos \phi$	–
10	$P_d = b s U_1 I_{д2}$	b – коэффициент пропорциональности, учитывающий конструкцию электродвигателя, его КПД и $\cos \phi$

сии. Значит, потребляемая им мощность будет соответствовать формуле № 6.

Физический смысл формул № 5 и 6 состоит в том, что равные по модулю и противоположные по знаку (встречные) моменты M_n и M_d , созданные соответственно приводом стэнда и нагружающим двигателем, взаимно компенсируются. По этой причине их при расчете мощностей можно и нужно исключить.

Полученный результат показывает, что стэнд с активным нагружающим устройством, схема которого приведена на рис. 2, хотя и является разомкнутым, но по соотношению моментов и мощностей совер-

шенно аналогичен стэндам с замкнутым силовым контуром [2].

В этом стэнде мощность из электросети питает не только привод, но и нагружающий асинхронный двигатель, мощность P_d которого необходима для создания тормозного момента M_d . Поэтому суммарная потребляемая им мощность P_{Σ} определяется формулой № 7. Причем ее значение, очевидно, зависит от скорости n_p вращения ротора асинхронного электродвигателя.

Для иллюстрации принципа управления моментом M_d нагружающего устройства обратимся к моментным характеристикам асинхронного двигателя, приведенным на рис. 3.

При различных ($R_1 < R_2 < R_3 < R_4$) сопротивлениях в роторной цепи двигателя получается семейство характеристик $M_d(n_p)$. В двигательном режиме (на рис. 3 отмечен точками), где скорости n_p вращения приняты отрицательными, характеристики исходят из общей точки, в которой момент равен нулю, а скорость вращения равна $n_{хх}$ (точка холостого хода электродвигателя). Далее характеристики идут под разным углом, достигают одинаковой максимальной величины (M_{\max}), после чего происходит падение развиваемого момента.

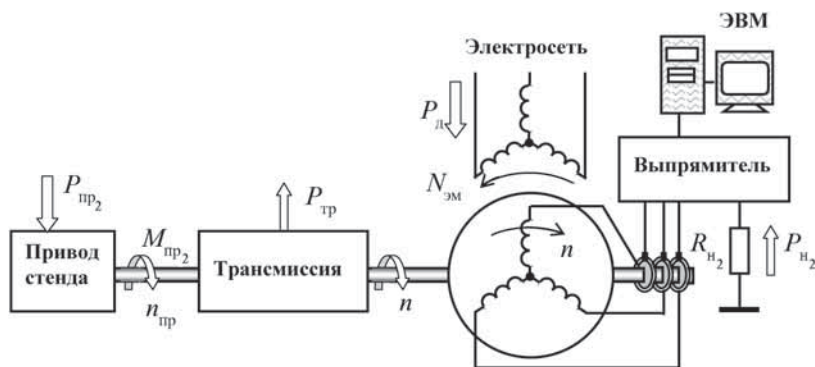


Рис. 2. Стэнд с нагружающим устройством на базе асинхронного электродвигателя

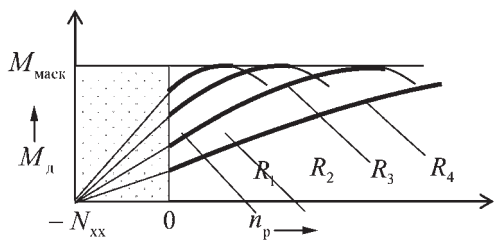


Рис. 3. Моментные характеристики асинхронного электродвигателя

В составе нагружающего устройства асинхронный электродвигатель работает в режиме электромагнитного торможения, где скорости вращения приняты положительными. Здесь для обеспечения однозначности используются только восходящие участки характеристик $M_d(n_p)$, отмеченные на рисунке жирными линиями. На этих участках при любой фиксированной скорости n_p вращения можно найти такую критическую величину сопротивления $R_k(n_p)$ в роторной цепи, при которой обеспечивается получение максимального (M_{\max}) момента. Увеличение сопротивления, т.е. $R(n_p) > R_k(n_p)$, приведет к снижению момента – вплоть до нулевого его значения, как это показано на рис. 4.

Свойства характеристик асинхронного электродвигателя, представленные на рис. 3 и 4, используются в качестве алгоритма для компьютерного управления моментом M_d нагружающего устройства. По команде с ЭВМ тиристоры выпрямителя (см. рис. 2) создают дополнительное управляемое сопротивление, которое добавляется к сопротивлению $R_{н2}$. Путем изменения суммарного сопротивления R в роторной цепи величина момента M_d может регулироваться от 0 до M_{\max} на любой скорости n_p вращения ротора.

Теперь оценим мощность P_d (см. формулу № 7), потребляемую электродвигателем из сети.

На выходном валу нагруженной трансмиссии действуют, как сказано выше, два равных по величине, но направленных встречно момента ($M_d = -M_n$). Первый из них создан асинхронным электродвигателем, второй – приводом стенда (см. рис. 2). Ясно, что вследствие компенсации этих моментов суммарная механическая мощность здесь равна нулю.

Момент M_d определяется током $I_{д2}$, протекающим в роторной цепи электродвигателя. Для создания и непрерывного поддержания значения этого момента необходимо обеспечить пропорциональный ему ток ротора. С этой целью из сети должна потребляться соответствующая мощность P_d , зависящая от n_p ротора электродвигателя.

Попадая в роторную цепь, эта мощность выделяется на активных сопротивлениях обмоток, в выпрямителе и на внешнем резисторе $R_{н2}$ (см. рис. 2).

Для конкретности рассуждений рассмотрим режим работы двигателя с максимальным моментом $M_d = M_{\max}$. Этот режим обеспечивается включением в роторную цепь сопротивления R , по своему значе-

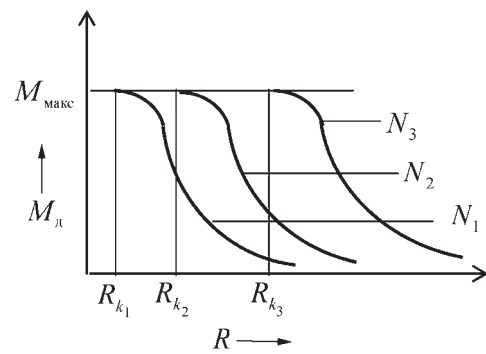


Рис. 4. Зависимость момента асинхронного электродвигателя в его роторной цепи

нию равному критическому $R_{кр}$ на всех скоростях вращения. В таком режиме характеристики момента M_d и тока $I_{д2}$ ротора двигателя будут иметь вид горизонтальных прямых (рис. 5).

Как известно, асинхронный двигатель можно рассматривать как трансформатор с коэффициентом трансформации напряжения, пропорциональным скольжению s . То есть напряжение U_2 в роторной цепи можно подсчитать по формуле № 8. Мощность же P_2 в роторной цепи определяется, что тоже хорошо известно, произведением напряжения U_2 на активную составляющую $I_{д2}$ тока (формула № 9), а мощность, потребляемую электродвигателем из сети, дает формула № 10.

В рассматриваемом режиме электромагнитного торможения скольжение обычно изменяется в пределах от единицы до двух. С учетом этого и при постоянных значениях U_1 и $I_{д2}$ зависимость $P_d(n_p)$ будет иметь вид наклонной прямой AB (см. рис. 5).

Характеристики момента и мощности двигателя простираются в области относительно низких (обычно от нуля до 1000...1500 мин⁻¹) скоростей вращения ротора, что упрощает согласование с трансмиссиями автотракторной и сельскохозяйственной техники.

Теперь, для сравнения, рассмотрим аналогичные характеристики нагружающего устройства, выпол-

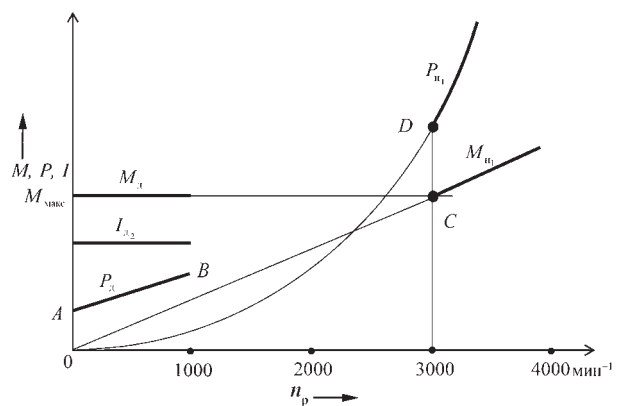


Рис. 5. Характеристики нагружающих устройств, выполненных на базе генератора постоянного тока и асинхронного двигателя

ненного на базе генератора постоянного тока. Причем для обеспечения сравнимости устройств примем, что генератор постоянного тока также работает в режиме максимального крутящего момента, т.е. в режиме с максимальным током возбуждения.

Нагрузочный момент $M_{н_1}$, развиваемый генератором (см. рис. 1), согласно формуле № 3, — линейная функция n_p . Но выше уже отмечалось, что этот генератор способен развить нужный момент нагружения только при высоких (при 3000...4000 мин⁻¹) скоростях вращения. На рис. 5 в качестве примера показано, что требуемый момент нагружения, равный M_{\max} , достигается в точке "С" — при скорости 3000 мин⁻¹. Участок ОС на низких скоростях вращения нерабочий. Мощность же $P_{н_1}$, поглощаемая генератором постоянного тока с вращающегося вала, согласно формуле № 4, представляет собой квадратичную функцию.

На том же рис. 5 участок OD по этой характеристике также нерабочий. Тогда получается, что рабочие части характеристик крутящего момента и мощности генератора постоянного тока лишь те, которые

изображены жирными линиями. У асинхронного же двигателя таких разрывов нет.

Авторы ограничились лишь качественным сравнением нагружающих устройств на базе генератора постоянного тока и асинхронного двигателя, поскольку количественные показатели зависят от численных параметров используемых электрических машин. Ориентировочно можно ожидать, что общая экономия электроэнергии при замене генератора постоянного тока на асинхронный двигатель составит 200...300 %. Следует также учесть, что асинхронный двигатель имеет существенное преимущество по надежности, проще в обслуживании и может быть подключен к низкооборотным трансмиссиям автотракторной и сельскохозяйственной техники без согласующих редукторов.

Литература

1. Брускин Д.Э. и др. Электрические машины и микромашины. М.: Высшая школа, 1990.
2. А.с. № 1255883 СССР. Стенд с замкнутым силовым контуром для испытания узлов силовых передач транспортных машин // Бюллетень изобретений. 1986. № 33.



ИНФОРМАЦИЯ

ПОКРАСКА АВТОМОБИЛЕЙ В КИТАЕ — ПОЛНОСТЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ И ЭФФЕКТИВНЫЙ ПРОЦЕСС

Д-р инж. ПАВЕЛ СВЕЙДА, "Дюрр Симтемс"

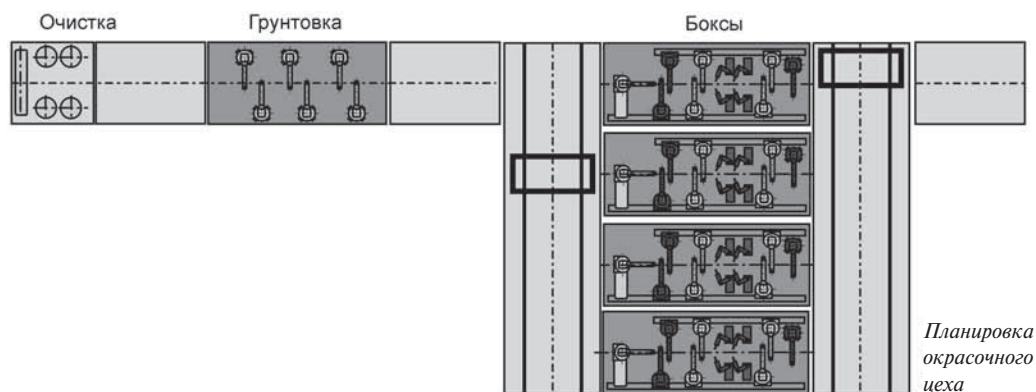
Экономика и в особенности автомобильный рынок в Китае уже много лет развивается гораздо интенсивнее, чем в других регионах мира. В Китае строится множество новых автомобильных заводов, оборудованных новейшими производственными технологиями. В области технологии обработки поверхности это означает применение новых, более компактных окрасочных процессов, полную автоматизацию, энергоэффективность и ресурсосбережение. О том, что это не просто часто употребляемые сегодня модные слова, свидетельствует тот факт, что в следующем году в Китае начнет работу окрасочный цех с самой низкой энергетической потребностью в мире на покраску одного кузова.

Китай, страна, занимающая почти такую же площадь, как и Соединенные Штаты Америки, имеет население более 1,3 млрд человек и является самой густонаселенной страной в мире. По экономическому развитию она занимает второе место в мире. Рост экономики в 2011 г. составил 9,2 %, что просто невероятно с точки зрения других государств (экономический рост Германии в 2011 г. 3,0 %). 48 % валового внутреннего продукта (ВВП) Китая приходится на промышленность, 42 % — на сферу услуг, остальное — на сельское хозяйство. Китай, входящий в состав так называемого экономического блока БРИК (Бразилия, Россия, Индия,

Китай), развился в прогрессивную экономическую державу.

В 2011 г. автомобильный рынок Китая, быстро растущий в последние годы, несколько замедлил темпы. Основной причиной этого стало вмешательство правительства Китая, которое немного сократило экономическую динамику, чтобы ограничить инфляцию. Автопроизводители тем не менее заинтересованы в китайском рынке и готовы вкладывать миллиарды в создание новых производственных мощностей. Согласно информации автомобильных экспертов из компании PWC (Price Waterhouse Cooper) производство китайских легковых автомобилей в 2011 г. выросло на 600 000 ед., или на 4,2 %. Это примерно в два раза больше показателя роста Западной Европы (2011 г.: 300 000 ед., или 2,3 %).

Увеличение реальных доходов населения и растущая потребность в мобильности говорят о том, что в будущем автомобильный рынок Китая продолжит свой недюжинный рост. Для сравнения: в настоящее время в Германии на 1000 жителей приходится более 500 автомобилей, в Китае же — менее 50. Это огромный отложенный спрос. Поэтому эксперты из PWC ожидают, что производство автомобилей в Китае с 2011 по 2016 г. возрастет более чем на 11 млн ед.



Станция во время пусконаладочных работ

Китайские автомобильные производители сосредоточены теперь не только на внутреннем рынке. Экспорт автомобилей из Китая составил в прошлом году 824 000 ед., увеличившись на 50 % по сравнению с прошлым годом. Однако основные потребители до сих пор находятся в развивающихся странах.

Это была статистика. А как выглядит ситуация в Китае с окраской автомобилей? Общая цель всех китайских автопроизводителей и совместных предприятий — наладить энергоэффективное производство. Для этого существуют различные подходы. Важнейшие из них это: процесс окраски, планировка цеха, технологическое оборудование и оборудование для нанесения покрытия. В зависимости от объема инвестиций OEM-производителей эти концепции могут быть реализованы вместе или по отдельности.

Теперь по порядку. В середине девяностых годов в области окраски автомобилей произошла революция. Один немецкий производитель впервые применил при окраске своей новой серии автомобиля "укороченный" окрасочный процесс на водной основе. Определение "укороченный" в этом контексте означает, что свойства

выравнивающей грунтовки перенимал процесс основной окраски, таким образом отпала надобность в линиях классического нанесения грунта. Звучит просто, но на деле было не все так радужно. Настоящее новаторское достижение возможно только при тесном сотрудничестве трех сторон: потребителя, производителя лакокрасочных материалов и поставщика оборудования. Реакция на это новшество сначала была довольно сдержанна. Лишь постепенно производители решились исследовать новую почву, возникли различные варианты, которые сегодня объединены под термином "компактный окрасочный процесс". Едва ли существует хотя бы один крупный автопроизводитель, который бы не применил один из этих процессов. Достоинства? Сокращение инвестиционных вложений, занимаемой площади и энергопотребления. Компактный процесс приобрел широкую известность при окрашивании автомобилей премиум-класса.

Вернемся к Китаю. Там этот окрасочный процесс также находит свое применение в различных вариациях. До сих пор в основном применялся 3wet-процесс на основе растворителя, в будущем, в соответствии с недавним изменением экологических норм, процесс будет на водной основе. Потребители находятся преимущественно в составе совместных предприятий, процессы в которых диктуют пока еще западные партнеры. Но такое положение, определенно, продлится недолго, ровно до тех пор, пока компактные окрасочные процессы не приобретут известность у китайских производителей. Об этом уже заботятся китайские партнеры совместных предприятий, которые строят собственные заводы.

Планировка цеха в сочетании с компактным процессом окраски определяет экономичность окрасочного цеха. Существует так называемая концепция боксов для окраски автомобилей-фургонов совместно с компактным 3wet-процессом. Процесс 3wet означает не что иное, как нанесение всех трех слоев краски (1) вторичный грунт, базовый лак и прозрачный лак, непосредственно друг за другом без промежуточной сушки. Все слои связываются между собой в сушилке только после нанесения за-



Наружное обеспечение известняковой мукой

вершающего слоя лака. Кузова вначале проходят через установку чистки. Затем следует нанесение грунтовки на наружную поверхность, также объединенной в одной промежуточной станции. Далее происходит разделение на отдельные боксы. В каждом боксе как внутри, так и снаружи производится окраска и лакирование. Каждый бокс может использоваться с изменяемым интервалом времени, настроенным на соответствующий процесс окраски. Сравнение боксовой концепции и последовательной линии окраски одинаковой пропускной способности явно указывает на преимущества первой: боксовая концепция предлагает для имеющихся граничных условий решение с сокращением инвестиционных затрат и эксплуатационных расходов. Почему здесь упоминается эта концепция? Очень просто: именно она сейчас внедряется в Китае.

При боксовой концепции общее число роботов составляет 42 против 64 в окрасочной линии. Длина вымывной системы боксов 58 м, что значительно короче линии, длина которой 91 м. Это приводит к экономии примерно 36 % энергопотребления и около 34 % инвестиционных затрат. При этом учитываются дополнительные затраты на сложное транспортное оборудование и вентиляцию транспортно-проходных зон при боксовой концепции. Нельзя не отметить и сокращение потерь при смене краски для боксовой концепции, которая составляет почти 5 т в год.

Теперь о технологиях. Метод погружения с вращением для предварительной подготовки поверхности и электростатического нанесения грунта обладает такими известными преимуществами, как: уменьшение объема ванны окунания, снижение энергопотребления и высокое качество продукции. В Китае также нашла свое применение система сухой сепарации для очистки воздуха от аэрозолей краски. Эта энергосберегающая технология сухого разделения стала хитом продаж на китайском рынке. Список потребителей впечатляет: "БМВ-Бриллианс" в Шэньяне, "ФАВ-Ауди" и "ФАВ-Фольксваген" в Чанчуне и Чэнду, SGM в Норсоне, Яньбае и Ухани, SVW в Нанкине, "Нинбо" в Ичжэне, "Чери" в Даляне и "ДФА-Ниссан" в Хуаду. Впрочем последний заказчик окраши-



Помещение для фильтрации воздуха

вает не кузова, а пластиковые навесные детали для автомобилей.

Экологичная и энергосберегающая система "ЭкоДрайСкраббер" сухой очистки от красочного тумана, не требующая использования пресной воды и химикатов. Эта технология экономит энергию в окрасочной камере до 60 %.

Роботизированная техника для окраски наружных поверхностей сегодня чрезвычайно развита в Китае. Причина кроется, несомненно, в том, что автомобильный бум там наступил позже, чем в западном мире, таким образом, большинство предприятий перешагнуло эру окрасочных машин. Наряду с роботами для нанесения окраски устанавливаются высокооборотные распылители с электростатическим зарядом краски. При этом с самого начала был применен так называемый метод нанесения "Белл/Белл", благодаря высокой точности которого достигается значительная экономия краски. На этом этапе эволюционный шаг был также пропущен. В настоящее время, по аналогии с внешней окраской, развивается также область роботизированной внутренней окраски. Воздушные распылители, долгое время применяемые на западе, в Китае, как правило, больше не рассматриваются: сейчас там применяются ротационные распылители.

Новые разработки в области технологического и аппликационного оборудования допускают теперь и в Китае энерго- и ресурсосберегающее производство. Каждая отдельная технология уже сама по себе значительно улучшает экологические показатели, а скомбинированные друг с другом они вызывают дополнительные эффекты. Прекрасным примером служит количество потребляемой электроэнергии при окрашивании одного автомобильного кузова. Показатель для новых автомобильных окрасочных цехов лежит в пределах 700...900 кВт·ч на один окрашиваемый кузов. Благодаря своей эффективной и экологически устойчивой концепции оборудования, компания "Дюрр" снизила этот показатель до 430 кВт·ч на кузов. Это абсолютный мировой рекорд. Покрасочный цех в Китае вступит в строй в следующем году.



Многоотраслевая промышленная корпорация "Итон" представила новую серию рукавов "Динамакс ЕС850" для рабочего давления до 500 бар, необходимых для современных гидравлических систем с большими расходами рабочей жидкости, увеличенным рабочим давлением и более высокой производительностью.

Новый рукав имеет радиус изгиба на 10 % меньше, чем требует промышленный стандарт SAE100R15. Пластичность данного рукава позволяет пользователю легко устанавливать собранные рукава в труднодоступных местах. Еще одно преимущество – использование только четырехслойной

навивки в размерах -10 (DN16), -12 (DN19), а также -16 (DN25). В размере -20 (DN31) для достижения высокого рабочего давления используется шесть слоев навивки. Рукав разработан с использованием новейшего материала внутренней трубки, который позволяет значительно увеличить срок службы рукавов при удовлетворении требований Регламента REACH. Кроме того, был квалифицирован коэффициент безопасности – 4:1 на давление разрыва и соответствие 0 классу утечек в соответствии с SAE J1176.

Для шланга "Динамакс ЕС850" корпорация "Итон" предоставляет

широкий спектр фитингов и адаптеров размерами от -10 (DN16) до -20 (DN31). В дополнение к стандартным фитингам (серия 62) фирма также предлагает диапазон ДКО S фитингов, который обеспечивает давление до 500 бар. Фитинги производятся с защитным покрытием "Хром III" и обладают высокой стойкостью к коррозии.

Рукав и фитинги разработаны для таких сфер применения, как: гидростатические трансмиссии, системы рулевого управления и ряда других задач, требующих экстремально высоких рабочих давлений и превосходной гибкости для простоты установки.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Строганов В.И. – Удовлетворенность потребителя – инструмент повышения конкурентоспособности продукции отечественного автомобилестроения	1
АСМ-факты	5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Карелин Д.Л., Харчук С.И., Мулюкин В.Л. – Система охлаждения силового агрегата МЗКТ791 и МЗКТ7431, выполненная на основе гидравлического привода	6
Рассоха В.И., Исайчев В.Т. – Новый тип автоматической коробки передач	9
Савкин А.Н., Горобцов А.С., Андроник А.В., Седов А.А. – Компьютерное моделирование усталостного разрушения верхнего рычага подвески автомобиля-внедорожника	12
Дьяков И.Ф. – Формирование математической модели, позволяющей оптимизировать тормозные системы современных автомобилей	15
Маматов А.И., Калинин Я.В., Давыдов В.В., Лаврентьев А.И. – Электромобиль: маховик как инструмент повышения его запаса хода	18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Рынкевич С.А., Тарасик В.П., Егоров А.Н., Максименко А.Н. – Бортовые системы диагностирования – инструмент повышения экономической эффективности карьерных самосвалов с ГМП	21
Лопарёв А.А., Судницын В.И., Князев А.Ю. – Спортивный вариант торможения как метод сокращения остановочного пути автомобиля	24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Лощаков П.А. – Проблемы исследования температурных полей теплонапряженных деталей дизелей	26
Барац Ф.Я., Кочетков А.В. – Режимы и качество обработки инструментов из быстрорежущих сталей методом ППД	30
Петько В.И., Алешкевич Е.Л. – Устройство для нагружения трансмиссий колесных машин в условиях стенда	33

ИНФОРМАЦИЯ

Павел Свейда – Покраска автомобилей в Китае – полностью автоматизированный и эффективный процесс	36
Коротко о разном	39

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор Андреева Т.И.

Корректоры: Сажина Л.И., Солюшклина Л.Е.

Сдано в набор 30.11.2012. Подписано в печать 22.01.2013.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

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

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

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати,

телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий

для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность

несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная

промышленность" возможна при обязательном письменном

согласовании с редакцией; ссылка – обязательна.

"АВТОВАЗ" и "DELSCAM" – НОВЫЙ ЭТАП 20-ЛЕТНЕГО СОТРУДНИЧЕСТВА

27 ноября 2012 г. в резиденции посла Великобритании в Москве, во время торжественного мероприятия по случаю визита в Россию министра торговли и инвестиций Великобритании Лорда Грина и генерального директора СБИ ("Confederation of British Industry") Джона Кридлэнда, состоялась официальная церемония подписания контракта на сопровождение ранее поставленного российскому автомобилестроительному гиганту ОАО "АвтоВАЗ" программного обеспечения британской компании "Delcam". При подписании договора интересы сторон представляли: директор компании "Delcam" Хью Хамфрис, технический директор ООО "Делкам-Самара" Сергей Некрасов, вице-президент по техническому развитию ОАО "АвтоВАЗ" Евгений Шмелев. На церемонии также присутствовали министр торговли и инвестиций Великобритании Лорд Грин и посол Великобритании в России Тим Бэрроу. ОАО "АвтоВАЗ" является крупнейшим в странах СНГ пользователем CAD/CAM/CAI-решений, разрабатываемых компанией "Delcam".

Поставкой, внедрением и техническим сопровождением на АвтоВАЗ программного обеспечения "Delcam" и сопутствующего оборудования занимается основанное в 1995 г. региональное представительство "Делкам-Самара", возглавляемое генеральным директором Геннадием Мещеряковым. Подписанное соглашение предусматривает обновление 65 лицензий программного обеспечения "Delcam".

Торжественный прием в резиденции посла Великобритании на Софийской набережной являлся частью торговой миссии, организованной правительством Великобритании для поддержания и развития бизнеса 25 предприятий среднего бизнеса Соединенного Королевства, желающих укрепить и расширить свой бизнес в России. Таким образом, руководителям британских предприятий была предоставлена возможность познакомиться с членами российского правительства и ключевыми фигурами российского бизнеса.

В настоящее время ОАО "АвтоВАЗ" проводит существенную модернизацию производственных мощностей, процессов проектирования и обеспечения качества выпускаемой продукции, ориентируясь на общие корпоративные стандарты и инструментарий своих стратегических партнеров по альянсу – компаний "Renault" и "Nissan". Реализуемая в ОАО "АвтоВАЗ" программа преобразований как одно из основных направлений предполагает качественные изменения в подходах к использованию современных цифровых технологий при разработке и производстве автомобилей.

Отметим, что именно ОАО "АвтоВАЗ" стало одним из первых пользователей программного обеспечения "Delcam" в России. Первый контракт на поставку двух рабочих мест CAD/CAM-системы DUCT (известной сегодня как семейство программ "Power Solution") был подписан с опытно-промышленным производством ОАО "АвтоВАЗ" в 1995 г. В настоящее время в структурных подразделениях ОАО "АвтоВАЗ" успешно используется свыше 20 лицензий на САМ-систему "PowerMILL", более 50 лицензий на САД-систему "PowerSHAPE", около 50 лицензий на САИ-систему



"PowerINSPECT" и порядка 20 лицензий на конвертор данных "PS-Exchange".

САМ-система "PowerMILL" и САД-система "PowerSHAPE" применяются в основном в опытно-промышленном производстве (занимающимся выпуском мелких серий автомобилей), в управлении экспериментального проектирования (производство прототипов) и при изготовлении серийной оснастки. Несколько лицензий на САМ-систему "PowerMILL" установлено непосредственно в цехах, где операторы сами разрабатывают управляющие программы для своих станков с ЧПУ.

САИ-система "PowerINSPECT" используется совместно с различными координатно-измерительными машинами для контроля точности выпускаемой продукции практически во всех подразделениях ОАО "АвтоВАЗ", в том числе в дирекции по качеству, механосборочном и сборочно-кузовном производстве, дизайн-центре и испытательных лабораториях. В этих подразделениях применяется широкий спектр поддерживаемого в "PowerINSPECT" измерительного оборудования – стационарные КИМ как с ЧПУ, так и с ручным управлением (новые и модернизированные), портативные КИМ-манипуляторы типа "рука" производства фирм "CimCore", "Romer" и "Faro".

"Мы рады продолжению сотрудничества с ОАО "АвтоВАЗ" и надеемся, что наши программные продукты будут и впредь способствовать повышению качества выпускаемой продукции, увеличению производительности труда и снижению производственных издержек, – заявил директор компании "Delcam" Хью Хамфрис. – Подписанный нами сегодня контракт – еще одна веха на пути успешного продвижения наших решений на российский рынок. За первые девять месяцев 2012 г. доходы "Delcam" в России выросли на 40 % по сравнению с аналогичным периодом прошлого года".

После официальной церемонии подписания контракта Евгений Шмелев, Хью Хамфрис и Сергей Некрасов обсудили перспективы дальнейшего сотрудничества. В частности, была достигнута предварительная договоренность о проведении в ОАО "АвтоВАЗ" весной 2013 г. расширенного семинара, посвященного возможностям программных продуктов "Delcam".

www.delcam.ru

Тел.: 499-343-15-37