ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2009

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 33.2964

Информационные технологии как инструмент управления маркетингом на предприятии

Д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ, Е.И. ШВЕЁВА

ИНЭКА

В результате внедрения информационных технологий на машиностроительных предприятиях сокращаются издержки; оптимизируются их бизнес-процессы; повышается мобильность маркетинговой деятельности; обеспечивается наличие необходимой информации к конкретному сроку; сокращаются расходы на рекламу и маркетинговые усилия. Причем автоматизация процессов не только существенно сокращает "бумажную" работу, но и ускоряет процесс, повышает качество обработки заказов, поднимает конкурентоспособность и рентабельность предприятия в целом.
Ключевые слова: маркетинг, информация, управление, информационные технологии, предприятие, маркетинговые решения, эффективность.

Shibakov V.G., Shveeva E.I.
INFORMATION TECHNOLOGY AS INSTRUMENT OF MANAGEMENT OF MARKETING ON ENTERPRISE

As a result of IT introduction at the machine-building enterprises costs are reduced; their business processes are optimized; mobility of marketing activity raises; presence of the necessary information to concrete term is provided; expenses on advertising and marketing efforts are cut down. Thus automation of processes not only essentially reduces "paper" work, but also accelerates process, raises quality of processing of orders, lifts competitiveness and profitability of the enterprise as a whole.
Keywords: marketing, information, management, enterprise, efficiveness, information technologies, marketing decision.

В условиях рыночной экономики предприятие нуждается, в чем убедились на собственном опыте многие, в решении задач управления на качественно новом уровне. Необходимость оперативного реагирования на конъюнктуру рынка и быстро меняющуюся экономическую ситуацию, сокращение жизненного цикла продукции, ужесточающиеся государственное регулирование и конкуренция требуют перестройки внутренней микроэкономики, организации управленческого учета, оптимизации процессов управления предприятием [3]. И здесь без современных информационных технологий не обойтись. Более того, они становятся одним из наиболее важных элементов эффективного управления и маркетинга.

К сожалению, эти технологии на большинстве наших машиностроительных предприятий, в том числе автомобилестроительных, находятся, по сути, на этапе становления. Что, естественно, не способствует взаимосвязи в управлении как производственными процессами, так и между структурными подразделениями предприятия.

Это с одной стороны. С другой же, незавершенность процесса внедрения информационных технологий дает определенную "свободу рук". В частности, позволяет выбрать такую корпоративную информационную систему, которая соответствует последним достижениям мировой практики [2].

Однако российская практика говорит о другом. Предприятия, особенно те, которые занимаются несколькими направлениями деятельности, отдают предпочтение, мягко говоря, устаревшим системам. В частности, системам, в основе которых лежит методология ERP (управление ресурсами предприятия).

Да, это позволяет им планировать мероприятия по управлению маркетингом, ценообразованием, распределением и продвижением товара. Но, ориентируясь только на ERP-системы, они упускают множество рыночных возможностей. Прежде всего, связанных с выходом на другие потребительские рынки [1, 4].

Не вдаваясь в данную проблему, скажем только: уже есть другие, более совершенные информационные системы, обеспечивающие эффективную ориентацию на рынок. К ним относятся, например, системы класса CRM (управление взаимоотношениями с клиентами), ориентированные на создание обширной базы постоянных клиентов (для предприятия долгосрочное конкурентное преимущество), позволяющие отслеживать текущие сделки и управлять ими с помощью аналитических отчетов в реальном времени, дающие возможность группировать сделки по подразделениям отдела

продаж, менеджерам, продуктам или регионам, представлять информацию в виде диаграмм, а также добавляющие возможность быстрого перехода к детальной информации по каждой сделке. В них предусмотрено управление рабочими группами, что дает возможность руководителям подразделений учитывать компетенцию, опыт и специализацию сотрудников при формировании таких групп для реализации проектов, осуществлять мониторинг эффективности работы каждой группы и при необходимости вносить изменения в ее состав. И, что чрезвычайно важно, — автоматизировать весь процесс продаж, начиная от маркетинговой активности и заканчивая совершением сделки; планировать и проводить маркетинговые кампании; управлять различными программами прямого маркетинга, а также собирать актуальную информацию о клиентах для служб маркетинга и продаж [5, 6].

В этих системах маркетинговое управление можно представить как процесс, на входе которого находится информация о предприятии и рынке, а на выходе — решения о направлениях развития предприятия. Поэтому в методологии маркетингового управления имеет смысл выделять две части — сбор и обработку данных; принятие управленческих маркетинговых решений [1].

CRM-технологии включают в себя четыре этапа работы.

Первый из них — аудит маркетинга (анализ данных о клиенте с помощью технологий OLAP и Data); второй — назначение целей маркетинга; третий — разработка стратегии маркетинга, т. е. моделирование стратегий и их анализ; четвертый — планирование маркетинговых мероприятий.

Рассмотрим эти этапы.

Аудит маркетинга представляет собой процесс, позволяющий дать комплексную оценку положения предприятия и его продукции на рынке. Он — один из наиболее сложных (и, заметим, дорогостоящих), так как связан с трудоемкими маркетинговыми исследованиями внешней и внутренней среды предприятия. Но технологии CRM дают возможность значительно его упростить, правильно организовав процесс сбора данных о клиентах, получать основную их часть в процессе повседневной работы всех подразделений предприятия. Но при этом нужно понимать, что сама по себе база данных ничего не дает, если нет аналитических инструментов, составляющих неотъемлемую часть CRM-технологии.

Основных таких инструментов два: OLAP (анализ данных в режиме реального времени) и Date Mining (разработка данных).

К первому из них относятся средства, позволяющие быстро представить информацию, хранящуюся в базе данных, в нужном разрезе. Ко второму — средства, в том числе графические, статистические, математические, с помощью которых находят определенные закономерности в базе данных.

Второй, как сказано выше, — формулирование целей и стратегий маркетинга. Причем под целями следует понимать численные показатели продаж (выручка, прибыль) по существующим или новым рынкам, которые предприятие стремится достичь. Содержание стратегии маркетинга (третий этап) включает четыре элемента — продукт, цена, продвижение и сбыт. В процессе их отработки выполняются анализ и прогнозирование, которые решают четыре задачи: определение планируемой доходности по товарам, клиентам, каналам сбыта и т. д.; прогноз продаж товаров с учетом различных факторов, влияющих на спрос; расчет функции спроса для конкретной продукции; выбор наиболее эффективных ценовых вариантов для отдельных сегментов рынка.

Завершающий (четвертый) этап — разработка маркетинговых мероприятий.

Внедрение информационных технологий на предприятии, прежде всего технологий CRM, направлено на повышение эффективности его деятельности за счет не только обработки и хранения информации, но и быстрой и качественной подачи необходимых данных для руководства. Причем автоматизация процессов не только существенно сокращает "бумажную" работу, но и ускоряет процесс, повышает качество обработки заказов, поднимает конкурентоспособность и рентабельность предприятия в целом. Главное же — дает возможность решить как минимум три проблемы: устранить недостаточность информационного обмена между предприятием и партнерами, поставщиками, покупателями; облегчить выход на региональные рынки; обойтись меньшими средствами при проведении масштабных рекламных кампаний [3, 4, 6].

Таким образом, можно сделать вывод: в результате внедрения информационных технологий на машиностроительных предприятиях сокращаются издержки; оптимизируются их бизнес-процессы; повышается мобильность маркетинговой деятельности; обеспечивается наличие необходимой информации к конкретному сроку; сокращаются расходы на рекламу и маркетинговые усилия. Поэтому не вызывает сомнения, что использование этих технологий в сфере управления и маркетинга способствует повышению качества экономической информации, ее точности и возможности принятия своевременных управленческих и маркетинговых решений.

Литература

1. Красилов Н.О. Современные методы управления предприятием / Н.О. Красилов // Проблемы теории и практики управления. 2006. № 5. С. 120—124.
2. Титоренко Г.А., Макарова Г.Л. Информационные технологии в маркетинге. — М.: ЮНИТИ, 2001. — 358 с.
3. Перминов С.А. Оценка влияния информационных технологий на экономический рост в России / С.А. Перминов // Консультант директора. 2005. № 2. С. 17—21.
4. Славин Б.М. Информационная система как средство повышения управления предприятием / Б.М. Славин // Информационные ресурсы в России. 2005. № 6. С. 24—28.
5. Абрамов В.Л. Управление конкурентоспособностью экономических систем / В.Л. Абрамов // Маркетинг в России и за рубежом. 2006. № 5. С. 100—107.
6. Кузнецова А.Г. Развитие информационных технологий в системе управления / А.Г. Кузнецова // Информационные ресурсы в России. 2005. № 5. С. 38—43.

УДК 656.13.022

Уровни развития муниципального пассажирского автомобильного транспорта в России и США

Л.М. КИРИЛЛОВА

ГУ КузГТУ

Рассмотрены основные проблемы функционирования муниципального пассажирского автомобильного транспорта. Проведен сравнительный анализ уровня развития муниципального пассажирского автотранспорта в России и США.

Ключевые слова: муниципальный пассажирский автомобильный транспорт, анализ, уровень развития.

Kirillova L.M.

A COMPARATIVE ANALYSIS OF LEVEL OF DEVELOPMENT OF MUNICIPAL PASSENGER MOTOR TRANSPORT IN RUSSIA AND USA

In the article the basic problems of functioning of municipal the passenger automobile transport are considered. The comparative analysis of a level of development of municipal passenger motor transport to Russia and USA is carried out.

Keywords: the municipal passenger motor transport, analysis, level of development.

Пассажирский автобусный транспорт общего пользования — важнейшая составляющая экономики и инструмент социально-экономического развития любой страны. Однако его доля в общем объеме пассажирских перевозок в каждой стране своя.

Так, если взять Россию, то, например, в 2007 г. здесь всеми видами транспорта (железнодорожным, автобусным, таксомоторным, трамвайным, троллейбусным, морским, внутренним водным и воздушным) воспользовались, судя по официальной статистике, 23,074 млрд человек, в том числе автобусным — 12,559 млрд, т. е. 54,4 %. В США же — только 4 % [1].

Основная причина такой разницы — в уровнях автомобилизации населения: у нас личными легковыми автомобилями пользуются лишь 15 % населения, тогда как в США — 96 %. Кроме того, общественный пассажирский транспорт Российской Федерации обслуживает 1120 городов и поселков городского типа, а также 73 541 сельский населенный пункт, а в США он используется главным образом в больших городах. Иначе говоря, у нас в стране данный транспорт играет огромную роль, тогда как в США, по существу, роль вспомогательную. Достаточно сказать, что перевозки пассажиров автобусным транспортом на маршрутах общего пользования в России осуществляют 1974 крупных и средних АТП, в том числе 570 грузопассажирских и 1258 специализированных пассажирских, которые работают на 8646 городских, 14 577 пригородных и 5867 междугородных маршрутах общей протяженностью 1765 тыс. км. Причем среднесуточный пробег каждого автобуса составляет 250—300 км [2]. Отсюда и многочисленность, и непрерывный рост автобусного парка. Например, если в 2003 г. он имел в своем составе 715 тыс. автобусов, то в 2007 г. — уже 814 тыс., т. е. на 15,2 % больше. В средних АТП всех отраслей экономики числятся 239 тыс. из них, за физическими лицами — 342 тыс. Остальные 243 тыс. принадлежат юридическим лицам — малым автопредприятиям подотрасли "Автомобильный транспорт", субъектам малого предпринимательства, работающим без "службы заказчика" и т. д. При этом наблюдается следующая тенденция: объем предложения услуг со стороны частных перевозчиков, работающих в социальном секторе, непрерывно растет. Например, их доля в 2007 г. возросла, по сравнению с 2006 г., с 38 до 47 %. В то же время объемы на муниципальном транспорте существенно уменьшились, что связано с сокращением парка автобусов большой и особо большой вместимости из-за их списания по износу и отсутствия у муниципальных предприятий средств на обновление парков. В результате в большинстве городов бурно развиваются сети маршрутных такси. То есть автобусными перевозками занимается все большее число частных фирм [3].

В городах США картина иная: там приоритет отдается муниципальному транспорту, и частный сектор почти незаметен. Причина кроется в том, что затраты на один час работы автобуса составляют от 30 до 50 долл. Поэтому "частники", индивидуальные предприниматели и даже акционерные общества, мягко говоря, "не горят желанием" занимать эту нишу в экономике государства, поскольку рентабельность перевозок получается низкой, а расходная часть — весьма существенной. Это особенно заметно при незначительном пассажиропотоке, когда перевозками приходится заниматься в небольших населенных пунктах [4].

Приведенные выше статистические данные по России, к сожалению, во многом условны, поскольку получены на основе форм государственного статистического наблюдения за работой только средних и крупных транспортных организаций. То есть в этих формах не отражаются транспортная работа и объемы перевозок пассажиров, выполняемые частными перевозчиками (в основном частными такси). Причина — отсутствие законодательных норм, обязывающих частных перевозчиков предоставлять сведения о количестве перевезенных пассажиров. Однако статистика позволяет выявить тенденции развития перевозок пассажиров автомобильным транспортом. Она, в частности, показывает, что в последние годы темпы автомобилизации населения резко возросли: среднее увеличение парка личных легковых автомобилей составляет ~10 % в год. Негативные последствия этого общеизвестны: пробки на улицах, загрязнение окружающей среды, проблемы безопасности, нехватка мест для парковок и т. д. Во многих странах, в том числе и в США, эти проблемы решаются путем модернизации уличной сети и общественного транспорта, предоставления ему приоритетов и выделения полос, совершенствования структуры и технического уровня подвижного состава. В России же так не получается: за последние 10 лет уровень и качество транспортного обслуживания населения неуклонно снижаются.

К примеру, из-за нехватки подвижного состава значительно увеличились интервалы между автобусами на городских маршрутах. Да и число самих маршрутов сократилось на 22 %, а их совокупная протяженность — на 486,5 км. В итоге средняя наполняемость салонов городских автобусов в 1,6 раза превышает нормативную, а из 627 тыс. зарегистрированных единиц подвижного состава ежедневно на линию выходят не более 400 тыс. Что и не удивительно, поскольку 80 %

эксплуатирующихся сегодня в России автобусов полностью выработали свой ресурс.

Положение усугубляет еще и то, что проводимая в субъектах Федерации (Федеральных округах), транспортная политика не направлена на обеспечение рентабельности общественного транспорта. В частности, транспортные тарифы сдерживаются на уровне планово-убыточных цен, что ведет к необходимости дофинансирования предприятий пассажирского транспорта за счет местного бюджета. Другими словами, на пассажирском транспорте существуют тарифы двух видов: плата за проезд и фактическая средняя цена поездки одного пассажира. И разница между ними весьма существенная.

Например, в Белгородской области первый из тарифов превышает второй на 5 руб. (7 и 12 руб. соответственно), в Волгоградской — 3 руб. (7 и 10 руб.), в Кемеровской — 8 руб. (8 и 16 руб.), в Тверской — 3 руб. (7 и 10 руб.), в Тюменской — 6 руб. (7 и 13 руб.). При этом политика покрытия убытков — прерогатива муниципальных образований, и она осуществляется местными органами власти.

Такая система возмещения убытков, организации и оплаты транспортных услуг, естественно, не стимулирует пассажирские АТП, потому что, во-первых, ограничивает их в выборе тактики хозяйственной деятельности; во-вторых, снижает их доходы; в-третьих, лишает их самостоятельности в распределении ресурсов; в-четвертых, требует обязательного выполнения муниципального заказа и других социальных и производственных программ. В результате ПАТП из-за низкого уровня доходности перевозочного и обслуживающего его процессов и отсутствия накопленных резервов не могут привлечь дополнительные финансовые средства (займы, кредиты) для своего развития. И это несмотря на то, что стоимость имущества муниципальных пассажирских предприятий остается довольно высокой.

Таким образом, продолжающийся рост убыточности пассажирских перевозок стал основной проблемой функционирования муниципального общественного транспорта, несмотря на продолжающееся повышение транспортных тарифов, а темпы роста расходов опережают темпы увеличения его доходов. В том числе и потому, что бюджетное воздействие на работу ПАТП с каждым годом становится все слабое: у органов местного самоуправления просто нет средств. Как нет и дополнительных рычагов воздействия на развитие транспортной системы в целом: если ПАТП нарушило правила перевозок или маршруты движения, то местные органы власти могут использовать только административные, но не экономические методы воздействия. Возможности же экономического воздействия, повторяем, крайне ограничены.

В США общественный пассажирский транспорт тоже, в общем-то, убыточен. Однако подход к решению этой проблемы там иной: он — на федеральном уровне. В частности, ежегодный бюджет департамента транспорта утверждается федеральным правительством сроком на пять лет, а по его истечении обычно пересматривается в сторону увеличения на ~2 %. В среднем ежегодно на нужды пассажирского транспорта выделяется 6 млрд. долл., из них 80 % — федеральные средства, а 20 % поступают от оплаты за проезд. Но если тот или иной штат запрашивает сумму, превышающую показатель предыдущего года на 2 %, то назначается независимая экспертиза, которая определяет причину увеличения расходов, после чего дает соответствующие рекомендации. Если требования штата оказываются обоснованными, то просьба удовлетворяется. Однако при нехватке выделяемых федеральным центром средств местные власти ищут поддержку у инвесторов [4].

Что касается деталей организации пассажироперевозок в США, то они сводятся к следующему.

Посадка пассажиров в автобусы осуществляется только через переднюю дверь, где стоят специальные устройства, которые, считывая магнитные карты, фиксируют вход пассажиров и подсчитывают их число. При необходимости проезд может быть оплачен и наличными деньгами. Причем стоимость проезда в различных населенных пунктах колеблется от 1,5 до 2 долл. и зависит от времени суток. Назначают ее местные муниципалитеты.

В США тоже есть льготники, но их только две категории — инвалиды и ветераны, военные и гражданские. Причем льготы дотируются исключительно из федерального бюджета, а льготные билеты распределяют среди нуждающихся местные власти.

В заключение рассмотрим некоторые проблемы экономики российского общественного пассажирского транспорта на конкретном примере — в Кемеровской области.

По данным областного управления статистики, автобусный парк в период 2003—2008 гг. здесь сократился на 1227 ед., или на 4,8 %. И сегодня автомобильный транспорт общего пользования Кузбасса сосредоточен в 30 автотранспортных предприятиях ГУП "Кузбасспассажиравтотранс" и в семи муниципальных предприятиях городов Кемерово и Новокузнецк. Причем все структуры — смешанного типа, т. е. обслуживают граждан, предприятия, учреждения и организации пассажирскими и грузовыми перевозками во всех 19 городах, 46 рабочих поселках и 90 % сельских населенных пунктов области в городском, пригородном и междугородном сообщениях. Они обеспечивают все социально-значимые перевозки, обслуживают школы и детские дошкольные учреждения, больницы, аптеки и интернаты, общественные пункты питания и население, доставляют хлеб, другие продовольственные и промышленные товары в муниципальные предприятия торговли, а также участвуют в перевозке грузов для промышленных и других предприятий.

Типично и то, что число поездок пассажиров ежегодно растет, но при этом уменьшается объем пассажирских перевозок на предприятиях муниципального транспорта. Причина состоит в том, что оплачивающие проезд пассажиры предпочитают ездить на маршрутных такси, которые в 80 % случаев принадлежат частным перевозчикам. И эта тенденция с каждым годом только усиливается.

Правда, в Кемеровской области есть и некоторые специфические проблемы системного, общеэкономического порядка. Они связаны с особенностями перевозочных условий — наличием значительного числа малонаселенных пунктов, разделенных большими расстояниями. Результат — более резкий, чем в других

субъектах Федерации, рост убыточности перевозок. Поэтому и руководству области, и ПАТП нужно найти такую стратегию выживания и развития пассажирского автотранспорта, которая бы наилучшим образом соответствовала этим условиям. И здесь наиболее подходящим следует рассматривать метод параметрического измерения существующего уровня развития муниципального пассажирского транспорта общего пользования.

Литература

1. Официальный сайт Федеральной службы государственной статистики России http://www.gks.ru.
2. Нечаев П. Автобусные перевозки по-американски // Грузовик Пресс. № 12. 2005.
3. Вопросам развития транспорта — пристальное внимание. // Автомобильный транспорт. № 5. 2008.
4. Официальный сайт РосБизнесКонсалтинг http://www.rbc.ru/reviews/transport/chapter3-bus.shtml.

АСМ-факты

В Москве, в Государственном университете — Высшей школе экономики (ГУ-ВШЭ) прошел "Российский автомобильный форум-2009", посвященный вопросам модернизации автомобильной промышленности страны, развития совместных предприятий с зарубежными партнерами, их обеспечения компонентами и комплектующими. Основной задачей Форума стала организация широкой профессиональной дискуссии вокруг разработки антикризисных мероприятий в отношении автомобильной промышленности и автомобильного рынка России.

В ходе интенсивной работы участниками Форума были подняты вопросы: создания совместных предприятий в автомобильной отрасли, способных удовлетворять возрастающие запросы отечественного потребителя, обеспечения их эффективной работы на российском рынке; формирования цепочек поставок вокруг производителей автомобильной техники, техническому и организационному перевооружению российских поставщиков предприятий, развития их кадрового потенциала, необходимого для обеспечения нужд совместных предприятий; развития финансовых, страховых и инвестиционных инструментов, поддерживающих потребительский спрос на продукцию автомобильной промышленности; развития системы образования и профессиональной переподготовки кадров, необходимых для модернизации автомобильной промышленности, преодоления последствий экономического кризиса.

В работе Форума приняли участие около 150 представителей бизнеса, предпринимательских союзов и ассоциаций, объединений автовладельцев, учреждений образования, органов власти. Мероприятие привлекло внимание ученых, независимых экспертов, представителей аналитических агентств, журналистов, освещающих автомобильную тематику.

Гостей форума встречала небольшая выставка коллекционных автомобилей, организованная Комитетом классических автомобилей Российской автомобильной федерации и Музеем Ретроавтомобилей. В фойе центра также проходила выставка фотографий старинных автомобилей.

Пленарное заседание Форума открылось выступлением научного руководителя Государственного университета — Высшей школы экономики Е.Г. Ясина, назвавшего автомобильную промышленность одним из самых тяжелых, но и самых необходимых секторов российской экономики, важность которого не исчерпывается его вкладом в ВВП, создание рабочих мест. Наш автопром — еще и часть национального бренда России, который нам необходимо развивать, какой бы высокой не казалась эта планка сегодня — на фоне кризиса.

На ряд острых вопросов аудитории по завершении своего приветственного выступления ответила директор департамента развития секторов экономики Министерства экономического развития РФ Л.А. Тяжельникова. В частности, шла речь о закрытости процесса формирования экономической политики, механизмов общественного контроля результатов их исполнения, прозрачности системы распределения ответственности между конкретными чиновниками за реализацию тех или иных мероприятий. Как пример подобной закрытости был поднят вопрос о временном характере таможенных пошлин, введенных в конце 2008 г. для поддержки отечественного производителя и перспективах их отмены. Здесь же участниками форума была отмечена бесперспективность прямой поддержки отечественных производителей, не стимулирующей их к повышению качества своей продукции. Говорилось и о необходимости разработки более эффективных мер поддержки стимулирования спроса, что немыслимо сделать без привлечения экспертов реального бизнеса — автодилеров, страховых компаний — к их разработке.

Тезисы о необходимости публичной дискуссии были подхвачены президентом Делового клуба выпускников ГУ-ВШЭ С.В. Рыжковым. В своем кратком докладе он обозначил проблему нехватки коалиций участников рынка, открытого лоббирования экономических интересов, поиска компромиссов в экономической политике. В дальнейшем идея привлечения к обсуждению различных групп интересов проходила красной нитью через все выступления форума.

Нужно отметить высокую, как профессиональную, так и эмоциональную вовлеченность аудитории в проблемы формирования экономической политики, публичности и открытости этого процесса. Подобные вопросы не раз поднимались участниками дискуссии, например — в ответ на выступление О.И. Гируцкого, первого заместителя генерального директора по научной работе НАМИ. Тема разработки новых технических регламентов и организации системы технического регулирования в целом затрагивает интересы всех участников рынка — не только производителей, но и их дилеров, импортеров, поставщиков. Неудивительно, что слабость системы общественных слушаний в этой сфере вызвала критику со стороны многих участников дискуссии.

На этом фоне особенно ярким стал доклад министра экономического развития Калужской области М.Л. Шерейкина, посвященный истории и практическим вопросам создания автомобильного кластера в Калужской области. Прагматичный, сервисно-ориентированный подход региональной администрации к развитию промышленности региона вызвал сильный интерес у аудитории. Опыт руководства области в привлечении и поддержке инвесторов без сомнения можно рассматривать как "лучшую практику", которая может быть взята на вооружение другими регионами, вынужденными самостоятельно решать свои экономические проблемы в условиях кризиса. Неудивительно, что данное выступление вызвало много положительных откликов со стороны аудитории — как непосредственно после выступления, так и в кулуарах Форума. Подобная реакция была тем более показательна на фоне весьма критичной оценки участниками результатов деятельности органов власти в сфере регулирования автомобильного рынка.

Ряд выступлений прозвучал со стороны представителей экспертного совета и научного сообщества. Традиционный интерес здесь вызвали доклады, посвященные сравнению мер и результатов антикризисной поддержки рынка в России и в других странах; итогам и тенденциям развития автокредитования в России; обзору результатов локализации рынка автокомпонентов; анализу параллельного импорта автомобилей; вопросам обновления автомобильного парка и др.

Удалось обсудить и ряд тем, которые обычно остаются за бортом конференций подобной тематики, оказывая, однако, влияние на развитие автомобильного рынка. К их числу относятся и вопросы связи автобизнеса с развитием городской транспортной инфраструктуры. Безусловно, запоминающимся событием стало выступление научного руководителя НИИТДХ М.Я. Блинкина, посвященное обсуждению текущего состояния и текущих проблем дорожно-транспортного хозяйства в России на фоне других стран. В завершение своего доклада, М.Я. Блинкин четко выделил условия, необходимые для успешного решения проблем транспортной инфраструктуры в среднесрочном периоде. В частности, он указал на необходимость, как это происходит во всем мире, автомобильной промышленности сформировать влиятельное лобби, активно продвигающее современные технологии городского планирования, программы обмена опытом и обучения сотрудников органов власти на всех уровнях. Именно автопром и автодилеры, заинтересованные в расширении спроса на автомобили, способны стать драйвером модернизации российских дорог, без чего невозможно комфортное использование их продукции потребителем.

Тема формирования интеллектуальной транспортной инфраструктуры как необходимого условия для успешного развития автомобильного рынка прозвучала и на секционном заседании Форума. В частности, было отмечено, что создание современного автомобиля немыслимо без развития других компонентов системы транспорта — дорожных, информационных, нормативных. Недостаточное внимание к их развитию, замена реальных процессов отчетами о мнимых достижениях в этой сфере разрушает спрос на инновации в автомобильной промышленности, вынужденной ограничиться производством устаревающих образцов техники, не требующих сложной транспортной инфраструктуры.

Необходимость широкого публичного обсуждения мер экономической политики нашла отражение в выступлениях представителей Комитета классических автомобилей Российской автомобильной федерации — Е.Л. Ярославского и В.А. Киреева. Они обратили внимание на то, как отсутствие публичной дискуссии при выработке вполне осмысленных антикризисных мер привело к случайному игнорированию и ущемлению интересов коллекционеров, оказавшихся в одной группе с владельцами старых автомобилей, подлежащих выводу из эксплуатации.

Кроме упомянутых выше, на Форуме прозвучало много интересных выступлений по специальным темам, касающимся производства автокомпонентов, обновления автомобильного парка, развития необходимых стандартов качества, подготовки специалистов. Список всех участников дискуссии, а также полные видео- и аудиозаписи их выступлений, дополнительные материалы и презентации уже опубликованы в на сайте Делового клуба выпускников ГУ-ВШЭ (http://www.alumni-hse.ru) — одного из организаторов форума.

В дальнейшем клуб намерен продолжить дискуссию по вопросам экономической политики на автомобильном рынке и его смежных отраслях. Целью мероприятий клуба станет формирование сообщества, объединяющего как экспертов автомобильного рынка, дорожно-транспортного хозяйства, так и участников рынков, заинтересованных в повышении качества принимаемых экономических и политических решений.

Эти и другие вопросы будут вынесены на обсуждение круглого стола, который планируется провести в начале октября 2009 г. Информацию о планируемом мероприятии, условиях участия, вы можете найти на сайте Делового клуба выпускников ГУ-ВШЭ (**http://www.alumni-hse.ru**), либо обратившись в клуб по телефону **+7 (985) 728-34-83**.

УДК 629.113.62

Троллейбус ЛиАЗ-5280

К.Н. КАРМАНОВ

Оренбургский ГУ

В 1970-е годы многие считали, что автобус решит все проблемы городских пассажирских перевозок, поскольку обладает высокими мобильностью, динамичностью, маневренностью, прост в управлении, имеет неплохие экономические и экологические показатели. Однако время показало, что ему свойственны и существенные недостатки, преодолеть которые довольно трудно, а зачастую и невозможно. Например, конструкторам до сих пор не удается, несмотря на значительные усилия и финансовые затраты, резко повысить, как того требует время, экологические показатели автобусных ДВС. Так что конкурировать с троллейбусом автобус здесь явно не в состоянии. Отсюда и повышающийся в последнее время интерес к троллейбусу со стороны властей многих городов. Особенно городов с неблагополучной экологической обстановкой.

Но, к сожалению, рост спроса на троллейбусы наша промышленность удовлетворить пока не в состоянии. Ведь их выпуском занимается, по сути, единственный производитель — завод имени Урицкого (ОАО "Трол-за"). Он, естественно, не может выполнить запросы такой огромной страны, как Россия. Не решают проблемы и появляющиеся мелкие региональные производители. Остается одно — организация троллейбусных производств на заводах, специализирующихся на выпуске городского пассажирского транспорта. И первые шаги в этом направлении уже сделаны: ЛиАЗ на базе кузовов автобусов ЛиАЗ-5256, ЛиАЗ-5292 и ЛиАЗ-5293 начал выпуск троллейбусов ЛиАЗ-5880 (см. рисунок), ЛиАЗ-52802 и ЛиАЗ-52803.

В конструкциях этих троллейбусов и серийных автобусов много общего: у них те же, что и у автобусов, кузов и шасси. Например, основание их кузова — лонжеронного типа, набранное из профилей открытого сечения, что облегчает техническое обслуживание, обеспечивает высокую коррозионную стойкость ее элементов; обшивка — из листовой стали; передняя панель, кожухи колесных ниш и подножки дверей обшиты стеклопластиком; внутренняя облицовка — из листов с пластиковым покрытием и слоистого пластика; поручни — из стальных труб, покрытых пластиковой пленкой; двери — двухстворчатые с электропневматическим приводом; агрегаты и узлы ходовой части тоже в основном заимствованы от других транспортных средств: обе, передняя и задняя, их подвески — пневматические, оснащены стабилизаторами устойчивости. И только ведущие мосты троллейбусов и автобусов, по вполне понятным причинам, разные.

Такая унифицированная агрегатная база автобусов и троллейбусов позволяет снижать эксплуатационные издержки транспортных организаций.

Естественно, в троллейбусах есть и чисто троллейбусные элементы, которые не нужны автобусам. Например, рабочее место водителя отличается повышенной электробезопасностью, потому что все высоковольтное оборудование вынесено на крышу троллейбуса, а панели управления выполнены на современной элементной базе.

У троллейбусов, как и у базовых автобусов, очень рационально скомпонован салон (усовершенствованы вход—выход через переднюю дверь, предусмотрены накопительные площадки у средней и задней дверей), повышен уровень комфортности: троллейбусы имеют хорошую плавность хода (нет, к примеру, рывков при трогании с места и торможении), усовершенствованы системы вентиляции и отопления, а также информационное обслуживание.

В салоне установлены раздельные эргономичные сиденья и люминесцентные лампы внутреннего освещения, которые расходуют в 3 раза меньше электроэнергии, чем лампы накаливания. Большое внимание уделено и средствам снижения внутреннего уровня шума и вибраций.

На троллейбусах очень удачно решены проблемы безопасности. Их рабочая тормозная система — двухконтурная, пневматическая; в конструкцию введено специальное устройство, постоянно контролирующее токи утечки и обесточивающее троллейбус в случае их приближения к установленным пороговым значениям; все высоковольтные элементы оборудования вынесены из кабины, кабели тщательно изолированы; предусмотрены наружные кнопки открывания дверей; есть аварийно-вентиляционные люки; функции запасного тормоза выполняет стояночная тормозная система, которая представляет собой тормозные механизмы задних колес с приводом от тормозных камер с энергоаккумуляторами.

Привлекают троллейбусы и другими своими потребительскими свойствами. Так, внедренные на низкопольных троллейбусах ЛиАЗ-52802, ЛиАЗ-52803 электронные системы управления на транзисторах экономят до 30 % электрической энергии, обеспечивают

Параметр	Модель троллейбуса		
	ЛиАЗ-5280	ЛиАЗ-52802	ЛиАЗ-52803
Кузов: тип число и ширина, мм, дверей ресурс, лет	Несущий вагонной компоновки 3; 1282 12		
Колесная формула	4×2		
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), мм	11 800/2500/3470	12 400/2500/3270	11 800/2500/3470
Общее число мест, в том числе для сидения	110/23 + 1	106/24 + 1	100/25 + 1
База, мм	5840	5960	5840
Колея передних (задних) колес, мм	2050 (1840)	2101 (1826)	2101 (1840)
Масса, кг: снаряженная полная	10 300 17 780	10 440 18 000	10 560 17 540
Ведущий мост	РАБА А 718.20-3300	РАБА А-TPR19-97VT	РАБА А 718.20-3300
Нагрузка на ось, кг: переднюю заднюю	7 250 10 530	6 500 11 500	6 040 11 500
Рулевой механизм	С гидроусилителем	"Чепель" А-5000-73 с гидроусилителем	
Тяговый электродвигатель (первый вариант): модель номинальная мощность, кВт	ДК-213; ЭК-213 115		
Тяговый электродвигатель (второй вариант): модель номинальная мощность, кВт	— —	Асинхронный переменного тока 180	
Номинальное напряжение, Вт	600		
Максимальная частота вращения ротора, мин$^{-1}$	3 900		
Система управления	Реостатно-контактная	Электронная	Реостатно-контактная
Тормозная система: рабочая запасная стояночная	Двухконтурная пневматическая Стояночная Тормозные механизмы задних колес с приводом от тормозных камер с энергоаккумуляторами		

бесшумность переключения, плавность хода, возможность возврата электроэнергии в контактную сеть. Это хорошо видно и из его технических характеристик, представленных в таблице.

Таким образом, есть все основания сделать вывод, что троллейбусы на сегодняшний день отвечают всем современным требованиям по технической оснащенности, экономичности и комфорту. Это действительно новое поколение троллейбусов. Оно позволит сделать городской пассажирский транспорт не только экологичным и экономичным, но и удобным для городской инфраструктуры и пассажиров.

УДК 621.436.03.001.53

Получение стабильных запальных доз дизельного топлива с помощью электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

Рассмотрена работа форсунки, предназначенной для топливных систем дизелей. Форсунка имеет специальный подвижный упор, нагруженный пружиной. При впрыскивании запальных доз подвижный упор становится неподвижным, обеспечивая стабильные подачи топлива.
Ключевые слова: топливная система, электрогидравлическая форсунка, подвижный упор, игла.

Krokhotin Y.M.
OBTAINING STABLE SPARKING DOSES OF DIESEL FUEL BY MEANS OF ELECTROHYDRAULIC INJECTORS WITH COMBINED LOCKING NEEDLE

The work of the fuel injector designed for fuel systems of diesel engines is considered. The fuel injector has a special mobile stop, loaded by a spring. As a result of the sparking dose injection the mobile stop is turned to a dead one thus ensuring the stable fuel supplies.
Keywords: fuel system, electrohydraulic injector, mobile stop, needle.

Доказано: непрерывно растущие и порой противоречивые требования по улучшению топливной экономичности дизелей и снижению токсичности их отработавших газов можно удовлетворить, сделав процесс сгорания топливовоздушной смеси управляемым [4]. Например, организовав двух- или многофазную подачу топлива. (Особенно эффективен в этом отношении газодизельный цикл.) Однако по мнению многих специалистов, занимающихся разработкой, исследованием и производством топливных систем выполнить это довольно сложно. И особую трудность представляет подача малых запальных порций, так как неоптимальные параметры данной подачи резко снижают ее эффектив-

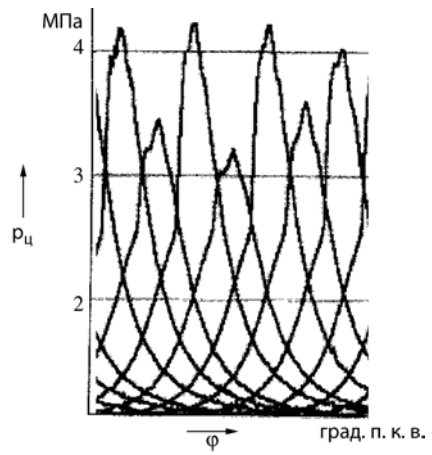

Рис. 1. Индикаторные диаграммы, иллюстрирующие пропуски рабочих циклов при работе газодизеля ГДГ-50 на режиме минимальной (n = 350 мин$^{-1}$) частоты вращения коленчатого вала

ность [4]. Добиться же ее оптимальности мешают такие факторы, как волновые процессы, двухфазное состояние топлива, цикловая нестабильность остаточного давления на линии "ТНВД—топливопровод—форсунка", упругие колебания пружин форсунок, несоответствие между количеством топлива, поданного в топливопровод секцией ТНВД и вышедшего через форсунку, разная высота подъема иглы в последовательных циклах [1—7]. В результате запальные дозы значительно отличаются друг от друга как по количеству поданного топлива, так и по уровню максимального давления впрыскивания, что ведет к пропускам запальных доз, а в газодизелях — и к пропускам рабочих циклов (рис. 1), что может стать причиной взрыва или пожара.

Казалось бы, проблему стабилизации запальных доз можно решить довольно известным и простым способом — уменьшением максимальной высоты подъема иглы форсунки [6]. Однако такое решение для газодизеля неприемлемо: проходное сечение распылителя оказывается недостаточным для работы двигателя по дизельному циклу (без подачи газа).

Но проблема все-таки разрешима. В частности, ее решают разработанные в Воронежской ГЛТА электрогидравлические форсунки с комбинированным запиранием.

Игла такой форсунки (схема ее варианта, предназначенного для дизеля 10ДН20,7/2×25,4, приведена на рис. 2) при подаче запальных доз поднимается на высоту 0,03—0,1 мм, ограниченную специальным промежуточным упором *3*, положение которого на этом режиме зафиксировано. Если же цикловые подачи нужно увеличить, упор приподнимается, и ход иглы возрастает до необходимого значения. Благодаря этому стабильность запальных доз резко возрастает, а пропуски их подачи сводятся к нулю.

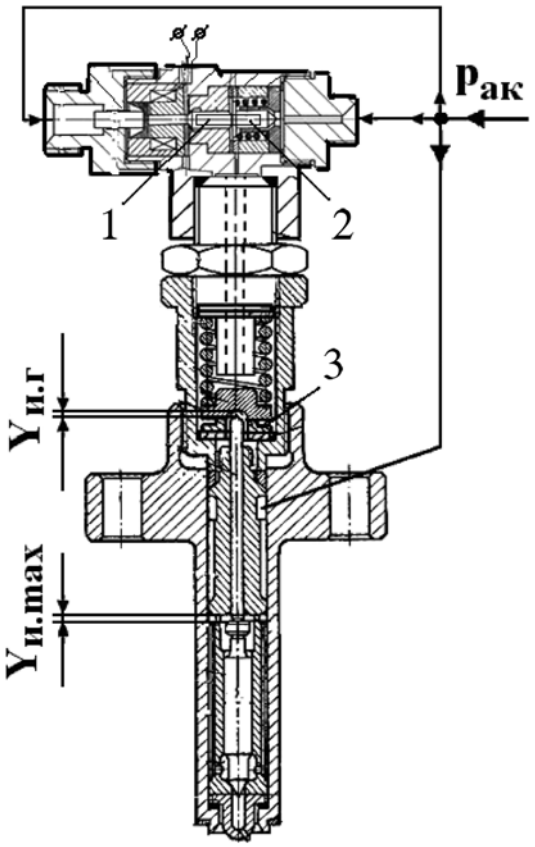

Рис. 2. Схема предназначенной для дизелей 10ДН20,7/2х25 электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием иглы:

1 — сливной клапан; *2* — выпускной клапан; *3* — промежуточный упор; $Y_{и.г}$ — ход иглы с гидравлическим запиранием: $Y_{и.max}$ — максимальный ход иглы; $p_{ак}$ — давление в топливном аккумуляторе

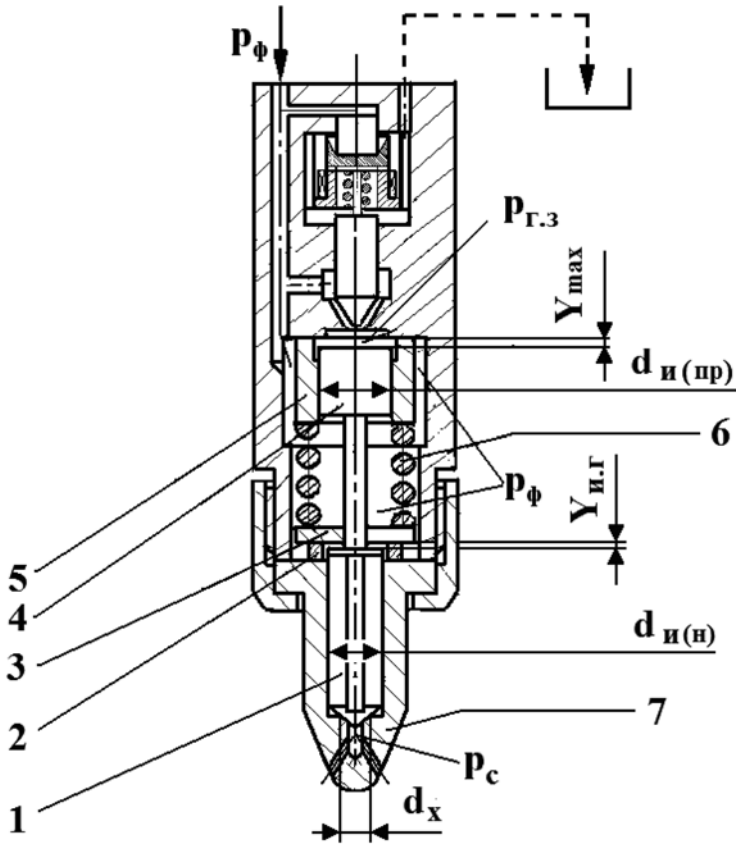

Рис. 3. Схема быстродействующей электрогидравлической форсунки:

1— направляющая часть иглы; *2* — регулировочная шайба; *3* —промежуточный (подвижный) упор; *4* — прецизионная часть иглы; *5* — гильза; *6* — пружина; *7* — корпус распылителя; $p_ф$, $p_с$ — давления в подыгольной камере и сопловом канале распылителя; $p_{г.з}$ — давление в гидрозапорной камере; $d_{и(н)}$, $d_{и(пр)}$ — диаметры направляющей и прецизионной частей иглы; $d_х$ — посадочный диаметр запирающего конуса иглы; $Y_{и.г}$ — ход иглы до подвижного упора; Y_{max} — ход иглы до основного упора

Правда небольшая нестабильность запальных доз все-таки имеет место. Ее величина по пиковому ($p_{с\ з}$) давлению соответствует формуле № 1 (см. таблицу), а максимальная ее величина для рассматриваемого дизеля при максимальном $p_{с\ з\ max}$ давлении, равном 0,50—0,53 максимального давления $p_{с\ осн\ max}$ основной подачи, составляет 17,4 %. Но при уменьшении запальной дозы и неизменной основной подаче δ стремится к нулю. К сожалению, при этом уменьшаются величины максимального и среднего давлений впрыскивания запальных доз. В результате — соотношение $p_{с\ з\ max}/p_{с\ осн\ max}$ максимальных давлений становится равным 0,15—0,25, что снижает мелкость распыливания топлива, ухудшает качество смесеобразования и эффективность двойного впрыскивания. Поэтому обеспечение нулевой нестабильности запальных доз не должно рассматриваться как самоцель.

Что касается нестабильности основной подачи, то уменьшение подъема иглы лежит в пределах точности измерений, т. е. ее практически нет.

Таким образом, даже первый вариант разработанных форсунок показал себя неплохо. Но у него выявилось несколько недостатков, связанных с тем, что устройство управления форсункой было выполнено в отдельном корпусе, который крепится к корпусу форсунки через переходник. Это, во-первых, существенно увеличило габаритные размеры форсуночного узла; во-вторых, расстояние между подыгольной и гидрозапорной камерами стало чрезмерно большим. Поэтому форсунки пришлось дорабатывать: разместить устройство управления внутри их корпуса и создать распылитель, тоже частично расположенный в этом корпусе, подобрать основные параметры, позволяющие обеспечить стабильные запальные дозы. В частности, распылитель форсунки теперь имеет (рис. 3) две разнесенные по высоте части — направляющую (*1*) и уплотняющую, или прецизионную (*4*).

Первая из них установлена в серийном корпусе *7* распылителя с гарантированным зазором (размер диаметра по чертежу — $7^{-0,025}_{-0,047}$, срезана с трех сторон под размер 5,6 ± 0,1 мм), а вторая — вынесена вверх. Благодаря этому до минимума сокращено расстояние между подыгольной и гидрозапорной камерами и достигнуто высокое быстродействие форсунки в конце впрыскивания, когда открывается перепускной клапан (если устройство управления имеет два клапана, то — впускной клапан) и давления в камерах выравниваются.

Специальная гильза *5*, составляющая с уплотняющей частью иглы прецизионную пару, центрируется (самоустанавливается) на прецизионной поверхности иглы и снизу поджимается пружиной *6*. С целью улучшения быстродействия форсунки и увеличения площади торцевой опорной поверхности иглы (уменьшения смятия в момент удара) наружный диаметр прецизионной части иглы увеличен, по сравнению с серийной форсункой, до 8 мм.

Наличие пружины *6*, расположенной между корпусом *7* распылителя и гильзой *5*, позволяет получить внутри форсунки аккумулирующую полость, достаточную для подачи запальных доз без значительного падения давления в линии "ТНВД—топливопровод—форсунка" и дополнительного кулачка на кулачковом валу ТНВД. Правда, для реализации такой идеи устройство управления должно разгружать гидрозапорную камеру в момент подачи запальной дозы. Иными словами — иметь два клапана.

В отличие от серийных в рассматриваемом распылителе топливо к запирающему конусу и сопловому каналу корпуса *7* распылителя подводится по пазам на направляющей (*1*) части иглы. Это позволяет на дизеле 6ЧН21/21 отказаться от шести отверстий $\varnothing 2^{+0,2}$ мм, расположенных по периферии этого корпуса и служащих для подвода топлива в карман распылителя. То есть принять решение, которое снижает расходы на производство распылителей. Кроме того, в этом случае уменьшаются внешние размеры распылителя, что дает возможность уменьшить лобовую поверхность контакта распылителя и газов в цилиндре, снизить тепловую напряженность распылителя и тем самым повысить его надежность. Или, если габаритные размеры корпуса распы-

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\delta = 2\dfrac{p_{сз\ max} - p_{сз\ min}}{p_{сз\ max} + p_{сз\ min}}$	$p_{сз\ max}$, $p_{сз\ min}$ — максимальное и минимальное давления в сопловом канале распылителя, полученные при подаче запальных доз топлива
2	$f_и p_{г.з.пред} + P_{пр.и} \geqslant$ $\geqslant (f_и - f'_и)p_ф + f'_и p_с$ $p_{г.з.пред} \geqslant$ $\geqslant \dfrac{(f-f')p_ф + f'_и p_с - P_{пр.и}}{f_и}$	$f_и$ — площадь сечения иглы по прецизионной поверхности; $f'_и$ — площадь сечения иглы по посадочному диаметру ее запирающего конуса; $p_{г.з.пред}$ — предельное давление гидрозапирания, исключающее подъем подвижного упора; $p_ф$ — давление в корпусе форсунки; $P_{пр.и}$ — усилие пружины, находящейся в состоянии предварительного сжатия
3	$p_{г.з.пред} \geqslant 4p_{сmax} -$ $- \dfrac{3f'_и p_{сmax}}{f_и} - \dfrac{P_{пр.и}}{f_и}$	—
4	$p_{фо} = \dfrac{f_и p_{г.з.з} - f'_и p_ц}{f_и - f'_и}$	$p_{фо}$ — давление начала подъема иглы; $p_{г.з.з}$ — давление гидрозапирания в момент закрытия перепускного клапана; $p_ц$ — давление газов в цилиндре двигателя
5	$P = f'_и (p_ф - p_с)$	P — суммарная сила, действующая на иглу в сторону опускания
6	$P_{г.з} = f_и p_{г.з.х} + P_{пр.и}$	$P_{г.з}$ — сила, действующая со стороны гидрозапорной камеры
7	$P_ф = (f_и - f'_и)p_ф + f'_и p_с$	$P_ф$ — сила, действующая со стороны подыгольной камеры

лителя оставить серийными (это желательно, чтобы не изменять отлаженный процесс производства головок цилиндров), в толстых стенках выполнить полости, служащие для охлаждения распылителя топливом или водой.

Работу новых форсунок проверяли в комплекте с аккумуляторной топливной системой. Эта проверка показала, что для обеспечения стабильных запальных доз с пиковым ($p_с$) давлением впрыскивания не менее 10 МПа (100 кгс/см^2) необходимо выполнить два условия: ограничить высоту подъема иглы при подаче запальных доз (подвижный упор должен стать неподвижным, а высота подъема иглы в последовательных циклах — неизменной); создать максимальное давление в линии "ТНВД—топливопровод—форсунка" не менее 43—50 МПа (430—500 кгс/см^2).

Рассмотрим на конкретном примере, как можно выполнить данные условия. Для этого обозначим диаметр $d_{и(з)}$ золотниковой части через $d_и$ и примем его равным 0,8 см. Очевидно, что площадь $f_и$ сечения составит 0,502 см^2. Для серийной же форсунки дизеля 6ЧН21/21 посадочный диаметр $d_х$ запирающего конуса иглы равен 0,4 см, а соответствующая этому диаметру площадь $f'_и$ сечения иглы — 0,126 см^2. Значит, величина ($f_и - f'_и$) дифференциальной площадки иглы равна 0,376 см^2.

Усилие $P_{пр.и}$ пружины форсунки, находящейся в состоянии предварительного сжатия, составляет 880 Н (85 кгс); жесткость $C_{пр.и}$ пружины — 2940 Н/см (300 кгс/см); Y_{max} = = 0,45 мм; $Y_{и.г}$ = 0,05 мм; пиковое значение давления $p_{с\,max}$ впрыскивания запальной дозы — 12,5 МПа (125 кгс/см^2); давление $p_ц$ газов в цилиндре в момент подачи топлива — 5 МПа (50 кгс/см^2).

Учтем также, что, согласно экспериментам, $p_{с\,max} = (0{,}24 \div 0{,}25)p_{ф\,max}$, т. е. если принять, что $p_{с\,max}$ = = $0{,}25p_{ф\,max}$, то $p_{ф\,max} = 4p_{с\,max}$. Значит, $p_{ф\,max}$ = 50 МПа (500 кгс/см^2).

Располагая этими данными, рассчитаем предельную величину давления $p_{г.з.пред}$ в гидрозапорной камере в момент закрытия перепускного клапана, при которой игла не может сдвинуть подвижный упор. Для этого напишем условие равновесия подвижного упора (формула № 2), а из него — путем несложных преобразований получим формулу № 3 и подсчитаем по ней $p_{г.з.пред}$: $p_{г.з.пред} \geq 23{,}66$ МПа (236,6 кгс/см^2).

Теперь по формуле № 4 найдем величину давления $p_{фо}$ начала подъема иглы: $p_{фо}$ = 29,92 МПа (299,2 кгс/см^2).

Итак, если форсунка имеет приведенные выше размеры и усилие пружины, то процесс впрыскивания развивается следующим образом.

Например, если остаточное давление p в линии "ТНВД—топливопровод—форсунка" составляет 20 МПа (200 кгс/см^2), то перепускной клапан открыт, игла опущена и прижата к запирающему конусу силой P (формула № 5). С учетом того, что в этот момент давление $p_с$ в сопловом канале распылителя равно давлению $p_ц$ газов в цилиндре двигателя, сила P будет равна 185,4 Н (18,9 кгс). Но когда секция ТНВД начинает подавать топливо в линию "ТНВД—топливопровод—форсунка", давление в подыгольной и гидрозапорной камерах растет, сила P, прижимающая иглу к запирающему конусу распылителя, увеличивается. Игла остается неподвижной еще более надежно.

Предположим, далее, что электрический ток поступает в обмотку электромагнита перепускного клапана при давлении $p_{г.з.з}$ гидрозапирания, равном его предельному значению, т. е. $p_{г.з.з} = p_{г.з.\,пред}$ = 23,7÷24 МПа (237—240 кгс/см^2). В этом случае клапан закрывается, разобщая гидрозапорную и подыгольную камеры; давление над иглой остается неизменным, а давление под иглой растет, и при $p_ф = p_{фо}$ = 29,9÷30 МПа (299—300 кгс/см^2) игла начинает подниматься. При $p_ф$ = 50 МПа (500 кгс/см^2) направляющая часть *1* иглы соприкасается с подвижным упором *3*. Здесь возможны три варианта: упор остается неподвижным, так как сила $P_{г.з}$, действующая со стороны гидрозапорной камеры, больше силы $P_ф$, действующей со стороны подыгольной камеры; упор слегка приподнимается, а затем игла с достаточно большой скоростью опускается; игла поднимается до основного упора (этот вариант не рассматривается, поскольку он, в общем-то, соответствует работе серийной форсунки).

Силу $P_{г.з}$, действующую на иглу сверху (со стороны гидрозапорной камеры), можно подсчитать по формуле № 6. Она равна 2016 Н (205,5 кгс). Силу $P_ф$, действующую на иглу снизу, дает формула № 7. Она, в свою очередь, равна 2037,5 Н (207,7 кгс). И так как $P_{г.з}$ больше силы $P_ф$, игла не может поднять подвижный упор. Этим обеспечивается стабильность высоты подъема иглы и, следовательно, стабильность проходного сечения под ней в последовательных циклах.

Когда напряжение с обмотки электромагнита снимается, перепускной клапан открывается, сообщая подыгольную камеру с гидрозапорной. Давление в последней возрастает с 24 МПа (240 кгс/см^2) до 50 МПа (500 кгс/см^2). Возникает сила P (см. формулу № 5), приводящая к посадке иглы и прекращению подачи топлива. Начальная величина этой силы составляет 472,5 Н (47,25 кгс).

Если перепускной клапан открывается при давлении, превышающем 50 МПа (500 кгс/см^2), условие, оговоренное в формуле № 2, нарушается: подвижный упор отрывается от своей опоры. Характер движения иглы в этом случае можно определить только в динамике — путем численного эксперимента на математической модели или экспериментально, с помощью датчика перемещения иглы. Автор этого пока не сделал, но уже сейчас можно сказать следующее: как только подвижный упор приподнимается на любую (от $Y_{и.г}$ до Y_{max}) высоту, вступает в действие пружина *6* форсунки. Сила P, приводящая к посадке иглы, возрастает на величину $P_{пр.и} + C_{пр.и}(Y_и - Y_{и.г})$, где $Y_и$ — текущее значение хода иглы; $C_{пр.и}$ — жесткость пружины. Например, если при подаче запальной дозы $Y_{и.г}$ = 0,05 мм, а $Y_и$ = 0,1 мм, то P = = 1310 Н (133,5 кгс). То есть по сравнению с вариантом, когда про-

межуточный упор *3* неподвижен, сила *P*, опускающая иглу, увеличивается в 2,83 раза. Значит, посадка иглы ускоряется, быстродействие форсунки растет. И если после открытия перепускного клапана при неподвижном упоре *3* секция ТНВД продолжает подавать топливо (отсечка еще не произошла), давление $p_ф = p_{г.з}$ растет, увеличивая силу *P* и ускоряя опускание иглы. Например, при $p_ф = p_{г.з} = 85$ МПа (850 кгс/см^2) и $p_с = 0{,}25p_ф = 21{,}3$ МПа (212,5 кгс/см^2) $P = 788$ Н (80,3 кгс).

По условию, отраженному в формуле № 3, перепускной клапан может закрываться и при более высоком давлении, чем принятое в нашем примере, следовательно, отрыв подвижного упора произойдет при более высоком давлении впрыскивания, что весьма желательно, так как позволяет улучшить качество смесеобразования и условия зарождения реакций горения основной подачи.

Литература

1. Вейнблат М.Х. Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режиме холостого хода / М.Х. Вейнблат, П.А. Федякин // Двигателестроение. 1990. № 11. С. 8—10.
2. Вейнблат М.Х. Поиск аномалий процесса топливоподачи дизелей ДМ21 (6ЧН21/21 и 8ЧН21/21) / М.Х. Вейнблат, С.А. Корж // Двигателестроение. 1991. № 1. С. 18—21.
3. Гнатюк Е.В. Улучшение показателей работы дизеля 8Ч12/12 на режиме холостого хода / Е.В. Гнатюк, И.А. Гаврилова // Двигателестроение. 1982. № 2. С. 37—39.
4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
5. Гуревич А.Н. Топливная аппаратура тепловозных дизелей / А.Н. Гуревич. — М.: Транспорт, 1971. — 204 с.
6. Федорец Ю.Я. Исследование причин неравномерности подач топлива по циклам / Ю.Я. Федорец // Тепловозы и тепловозные двигатели: Труды ХИИЖТ. Вып. 104. Харьков, 1968. С. 18—22.
7. Федотов Г.Б. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование / Г.Б. Федотов, Г.И. Левин. — М.: Транспорт, 1983. — 192 с.

УДК 621.431.73

Интеллектуальная система бортового диагностирования автомобильных дизелей

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и М.Я. ЯСКЕВИЧ; Е.Н. САФРАНКОВ, А.В. КУКИШЕВ

Белорусско-Российский университет

Разработана интеллектуальная система автомобильных дизелей. В качестве диагностических параметров приняты среднее значение и среднеквадратическое отклонение перемещения рейки топливного насоса. Применение системы позволит снизить расходы на эксплуатацию машин с дизелями.

Ключевые слова: интеллектуальные системы, диагностические критерии, дизель, топливный насос высокого давления.

Gerashenko V.V., Jaskevich M.J., Saprankov E.N., Kukishev A.V.

INTELLECTUAL SYSTEM OF CHECK UP OF AUTOMOBILE DIESEL

There was worked out and described an intellectual system of check up of automobile diesel carried out aboard. As diagnostic criteria were taken: medium meaning; medium quadratic shift in movement of a part of the working body of the fuel pomp of high pressure.

The appliance of this system make it possible to decrease the expenses on using the machines with diesel engines.

Keywords: intellectual systems, diagnostic criteries, diesel, fuel pomp of high pressure.

Опыт применения бортовых микропроцессорных систем диагностирования давно уже доказал, что с их установкой снижается расход топлива автотранспортными средствами, токсичность отработавших газов их ДВС, повышается КПД последних [1, 2]. Однако известно и другое: таких систем в настоящее время выпускается очень много. И это многообразие моделей и модификаций настораживает: значит, все они чем-то не устраивают потребителей. Иначе говоря, имеют недостатки.

Чтобы убедиться в этом, специалисты БРУ провели специальное исследование, в ходе которого установили: у серийных бортовых систем диагностирования, действительно, недостатки есть и связаны они либо с ограниченными функциональными возможностями, либо с конструктивным исполнением. Отсюда вывод: необходима система, лишенная этих недостатков. И такой системой применительно к дизелю может быть система диагностирования по перемещению рейки его ТНВД. И вот почему.

Как показали результаты упомянутого выше исследования, многие известные системы диагностирования дизельных АТС имеют ограниченные функциональные возможности, так как в качестве диагностического параметра в них используется только один — среднеквадратическое отклонение частоты вращения коленчатого вала дизеля. Поэтому их эффективность с точки зрения расхода топлива оказывается невысокой.

Другие системы (см. например, пат. № 2011562, РФ) работают от датчика мгновенного расхода топлива (положения рейки ТНВД), блока определения среднеквадратического расхода топлива с измерительным прибором постоянного тока и блока определения среднего расхода топлива, выполненного в виде двух последовательно соединенных фильтров низких частот. Но и они тоже дают недостаточный выигрыш в топливной экономичности АТС, так как мгновенный расход топлива измеряется датчиком, в котором предусмотрено аналоговое преобразование сигналов, следовательно, имеет большие динамические погрешности при преобразовании этих сигналов. Кроме того, интегрирование, необходимое для получения статистических характеристик выходных сигналов датчика положения рейки ТНВД, выполнено с помощью интегрирования на базе сглаживающего фильтра в виде цепи, состоящей из резисторов и конденсаторов. Поэтому здесь всегда наблюдаются погрешности. Итог — снижение точности измерения статистических характеристик положения рейки.

Исправить сложившееся положение можно. Дело в том, что перемещение $h_{рд}$ рейки ТНВД и крутящий момент *M* на его коленчатом валу в процессе эксплуатации АТС изменяются (рис. 1) случайным образом. В связи с чем эти параметры могут быть охарактеризованы такими статистическими характеристиками,

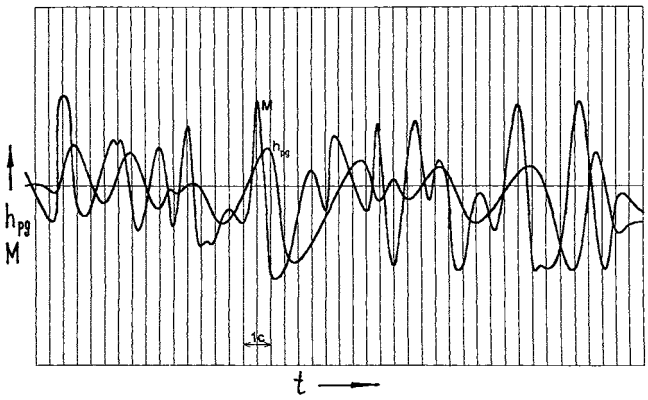

Рис. 1. Осциллограмма сигналов, соответствующих значению крутящего момента на выходе коленчатого вала дизеля и положению рейки ТНВД

как среднее значение $h_{рд}$ и среднеквадратическое отклонение *M*. Причем при появлении неисправностей в дизеле значения обеих характеристик по сравнению с нормативными возрастают. Поэтому и возникает необходимость сравнения фактических характеристик с нормативными их значениями, что дает возможность принятия решения о наличии или отсутствии неисправностей.

Именно такая система и создана в БРУ. Она содержит (рис. 2) первый (*50*) и второй (*57*) регистраторы на панели *58* приборов в кабине *51* АТС; импульсный датчик *39* крутящего момента, установленный на коленчатом валу дизеля *4*; импульсный датчик мгновенного расхода топлива, выполненый в виде датчика положения рейки *13* ТНВД; устройство микропроцессорной обработки сигналов, содержащее микропроцессор *52* с внутренней памятью в виде четырех (*53, 54, 55* и *56*) регистров общего назначения; первый (*46*) и второй (*47*) аналого-цифровые преобразователи; первый (*63*) и второй (*68*) цифро-аналоговые преобразователи; оперативное (*65*) и постоянное (*67*) запоминающие устройства; генератор *48* тактовой частоты; таймер *49*; буферы адреса (*59*) и данных (*60*); шины данных (*66*), управления (*61*) и адреса (*64*); интерфейс *62* с шестью каналами, первый из которых через первый аналого-цифровой преобразователь *46* соединен с выходом импульсного датчика *38* крутящего момента; вторым через второй аналого-цифровой преобразователь *47* — с выходом импульсного датчика *18* положения рейки *13* ТНВД; третьим и четвертым — со входами первого (*63*) и второго (*68*) цифро-аналоговых преобразователей соответственно; пятым через шину *61* управления — с микропроцессором *52*; шестым через шину *66* и буфер *60* данных — с микропроцессором *52*, который, в свою очередь, связан с генератором *48* тактовой частоты и таймером *49*, а через буфер *59* и шину *64* адреса — с оперативным (*65*) и постоянным (*67*) запоминающими устройствами.

Выходы первого (*63*) и второго (*68*) цифро-аналоговых преобразователей соединены с первым (*50*) и вторым (*57*) регистраторами соответственно.

Каждый из аналого-цифровых преобразователей *46* и *47* включает мультивибратор *41*, микросхему *24* типа "И" с двумя входами, резистор *30*, дифференцирующую цепь *37* с диодом *42* на выходе и суммирующий счетчик *45*. При этом первые входы обеих микросхем "И" соединены с выходом соответствующих мультивибраторов *41*. Но вторые их входы подключены поразному: второй вход первого аналого-цифрового преобразователя *46* параллельно с входом первой дифференцирующей цепи *37* — к выходу датчика *38* крутящего момента, а такой же вход микросхемы "И" второго аналого-цифрового преобразователя *47* параллельно с входом второй дифференцирующей цепи *37* — к выходу импульсного датчика *18* положения рейки *13* ТНВД. В каждом из аналого-цифровых преобразователей *46* и *47* резистор *30* и счетный вход счетчика *45* параллельно подключены к выходу микросхемы "И", а выход дифференцирующей цепи *37* — к входу установки нуля счетчика *45*.

Импульсный датчик *38* крутящего момента представляет собой два (*21* и *44*) металлических диска с радиальными прорезями и выступами, установленные на концах коленчатого вала. Вблизи них располагаются импульсные преобразователи *20* и *43*. Прорези и выступы каждого из дисков, проходя мимо них, изменяют значения, соответствующие индуктивности. В результате на выходах преобразователей *20* и *43* появляются переменно-импульсные сигналы, которые проходят через дифференцирующие цепи *23* и *36*, выполненные на резисторах *27, 40* и конденсаторах *22, 39* с диодами *26, 35*, триггер *33*, состоящий из первого (*29*) и второго (*32*) биполярных транзисторов и четырех (*28, 25, 31, 34*) резисторов.

Базы транзисторов *29* и *32* соединены с выходами дифференцирующих цепей *23* и *36* с диодами *26* и *35*.

Импульсный датчик *18* положения рейки *13* ТНВД включает катушку *1* индуктивности; последовательно соединенный с ней конденсатор *19*; мультивибратор *7*, в состав которого входят два (*3* и *12*) транзистора; четыре (*1, 6, 9* и *10*) резистора, два (*2* и *11*) конденсатора и согласующий усилитель *15*, выполненный на транзисторе *16* и резисторе *17*, а также логический элемент *8* типа "И-НЕ" с двумя входами.

Выход согласующего усилителя *15* соединен с последовательно подключенными катушкой *14* индуктивности и конденсатором *19*, а два входа логического элемента *8* — параллельно с выводами катушки *14* индуктивности.

В исходном состоянии транзистора *32* триггер *33* открыт, а транзистор *20* закрыт. Поэтому напряжение на коллекторе этого транзистора равно нулю. С начала вращения коленчатого вала с диском *21* на выходе преобразователя *20* формируется первый импульс. Он дифференцируется цепью *23*, выпрямляется диодом *26*. В результате образуется положительный импульс, который подается на базу транзистора *29*. Последний открывается, а транзистор *32* закрывается, на его коллекторе практически мгновенно появляется положительное напряжение, которое поступает на один из входов первой микросхемы *24* типа "И". На второй вход микросхемы *30* первого аналого-цифрового преобразователя *46* непрерывно подаются короткие импульсы от первого (*41*) мультивибратора. При наличии крутящего момента коленчатый вал закручивается на угол, пропорциональный этому моменту. В итоге

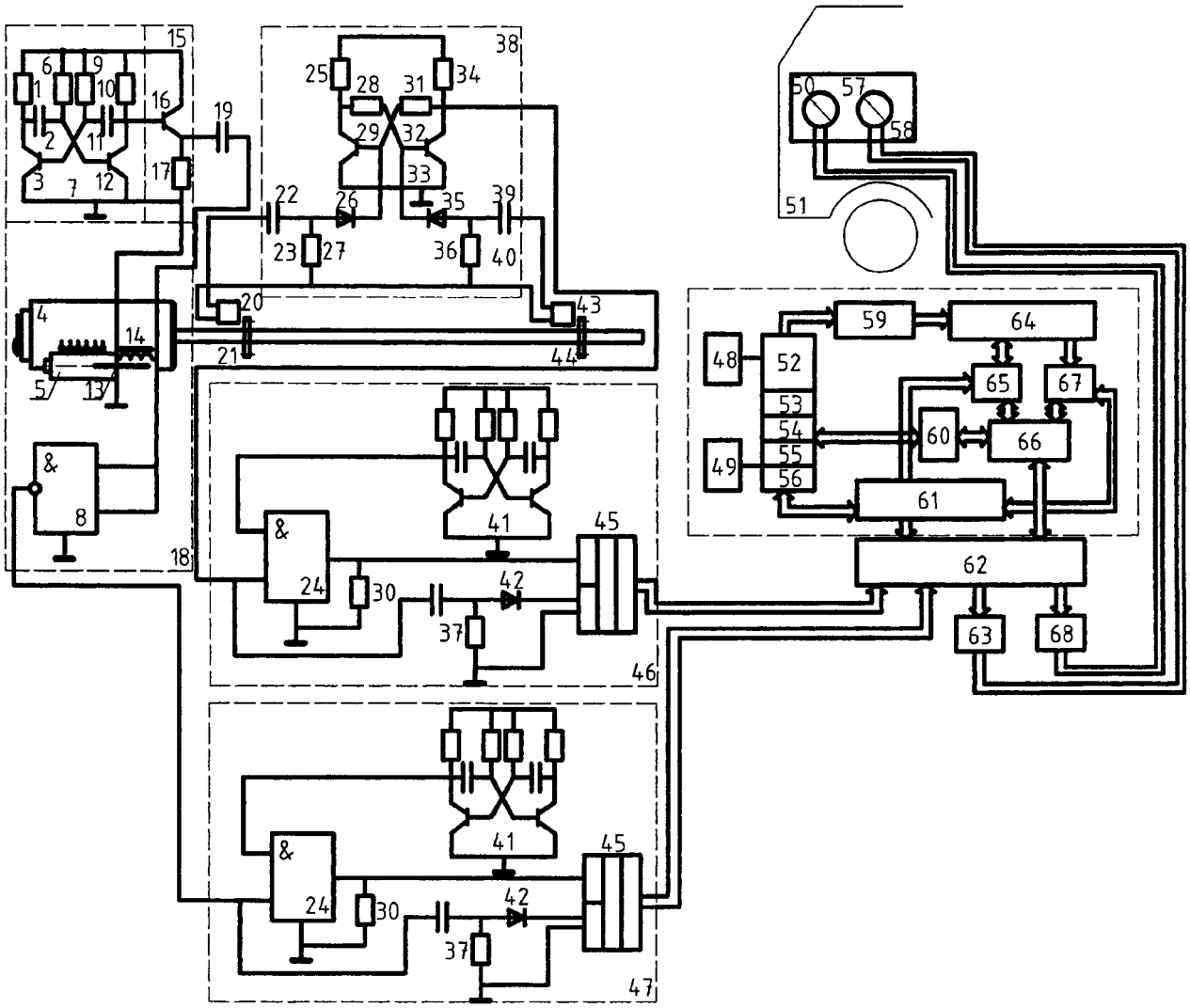

Рис. 2. Схема бортовой микропроцессорной системы диагностирования дизеля:
1, 6, 9, 10, 17, 25, 27, 28, 30, 31, 34 и 40 — резисторы; *2* и *11* — конденсаторы; *3,12* и *16* — транзисторы; *4* — дизель; *5* — ТНВД; *7* и *41* — мультивибраторы; *8* — логический элемент "И-НЕ"; *13*— рейка ТНВД; *14* — катушка индуктивности; *15* — согласующий усилитель; *18* — импульсный датчик положения рейки ТНВД; *19, 22* и *39* — конденсаторы; *20* и *43* — импульсные преобразователи; *21* и *44* — металлические диски с радиальными прорезями; *23, 36* и *37* — дифференцирующие цепи; *24* — микросхема "И"; *26* и *35* — диоды; *29* и *32* — биполярные транзисторы; *33* — триггер; *38* — импульсный датчик крутящего момента; *42* — диод; *45* — суммирующий счетчик; *46* и *47* — первый и второй аналого-цифровые преобразователи; *48* — генератор тактовой частоты; *49* — таймер; *50* и *57*— первый и второй регистраторы; *51*— кабина; *52* — микропроцессор; *53, 54, 55* и *56* — регистры общего назначения; *58* — панель приборов; *59* — буфер адреса; *60* — буфер данных; *61* — шина управления; *62* — интерфейс с шестью каналами; *63* и *68* — первый и второй цифро-аналоговые преобразователи; *64* — шина адреса; *65* и *67* — оперативное и постоянное запоминающие устройства; *66* — шина данных

диск *44* поворачивается относительно диска *21*. В результате на выходе преобразователя *43* формируется второй импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого, сформированного преобразователем *20*. Сформированный импульс дифференцируется цепью *36*, выпрямляется диодом *35*, образуя положительный импульс, поступающий на базу транзистора *32*, который открывается, а транзистор *29* закрывается. При этом на коллекторе транзистора *32* практически мгновенно устанавливается напряжение, равное нулю.

Таким образом, на выходе триггера формируется прямоугольный импульс, длительность которого пропорциональна величине крутящего момента на коленчатом валу. Он поступает на первый вход первой микросхемы *24*. На второй ее вход поступают короткие импульсы с выхода первого мультивибратора *41*.

Эти импульсы проходят на выход микросхемы "И" и далее — на счетный вход первого счетчика *45*. Причем их число пропорционально длительности импульса, сформированного триггером, а значит, и величине крутящего момента.

С выхода счетчика *45* зафиксированное в нем число считывается в параллельном коде и поступает в буферный регистр интерфейса *62*. Обращение к интерфейсу происходит по сигналу от микропроцессора *52*, информация о текущем моменте записывается в оперативное запоминающее устройство *65*.

Одновременно с работой импульсного датчика *38* крутящего момента и аналого-цифрового преобразователя *46* работают импульсный датчик *18* положения рейки *13* ТНВД и аналого-цифровой преобразователь *47*. В результате на выходе мультивибратора *7*

формируется периодическая последовательность прямоугольных импульсов, которая через согласующий усилитель *15* поступает на последовательный, имеющий резонансную амплитудно-частотную характеристику контур, состоящий из катушки *14* индуктивности и конденсатора *19* и имеющий резонансную амплитудно-частотную характеристику. Поэтому на его выходе из всего спектра частот поступающего на его вход периодического сигнала выделяется гармоническая составляющая с частотой, равной резонансной частоте контура.

При изменении положения рейки ТНВД, которая перемещается внутри катушки *14* индуктивности, меняется частота выделенной гармонической составляющей, так как меняется индуктивность резонансного контура. Это происходит в соответствии с известной формулой, согласно которой угловая частота колебаний контура определяется как единица, деленная на корень квадратный из произведения индуктивности L катушки, на емкость C конденсатора.

Напряжение синусоидальной формы с выхода катушки индуктивности подается на два входа логического элемента *8*. На его выходе появляются прямоугольные импульсы, длительность которых и характеризует положение рейки ТНВД.

Эти импульсы поступают на один из входов логического элемента *24* второго (*47*) аналого-цифрового преобразователя. На второй вход элемента *24* поступают короткие импульсы от мультивибратора аналого-цифрового преобразователя *47*. С выхода этого логического элемента сигналы поступают на счетный вход второго счетчика, который фиксирует число данных сигналов и передает их в параллельном коде во второй регистр интерфейса *62*. (Обращение к интерфейсу происходит по сигналу, поступающему от микропроцессора *52*). В конечном итоге информация о положении рейки топливного насоса записывается в оперативное запоминающее устройство *65*.

По программе, записанной в постоянном запоминающем устройстве *67*, микропроцессор обрабатывает информацию о крутящем моменте и положении рейки ТНВД. При этом вычисляются средние значения момента, среднеквадратическое его отклонение, коэффициент его автокорреляционной функции, а также среднее значение и среднеквадратическое отклонение положения рейки ТНВД. Данные о положении последней записываются в первый (*53*) и второй (*54*) регистры общего назначения микропроцессора. По полученным статистическим характеристикам крутящего момента определяются нормативные статистические характеристики положения рейки, которые записываются в третий (*55*) и четвертый (*56*) регистры общего назначения микропроцессора. Затем значение сигнала, записанного в первый (*53*) регистр, вычитается из сигнала, записанного в третий (*55*) регистр. Кроме того, осуществляется вычитание сигнала, записанного во второй (*54*) регистр из сигнала, записанного в четвертый (*56*) регистр.

Эти разницы в виде кодовых комбинаций двоичных разрядов посредством шины *66* данных, интерфейса *62* и цифро-аналоговых преобразователей *63* и *68* подается на регистраторы *50* и *51*. При отсутствии неисправностей показания регистраторов равны нулю, при их наличии — хотя бы на одном регистраторе появляется сигнал, запрещающий эксплуатацию АТС до устранения возникшей неисправности.

Как видим, разработанная в БРУ система диагностирования дизеля позволяет точно и своевременно обнаружить возникшие на нем неисправности. И тем самым сокращается время работы АТС с низкими эксплуатационными показателями, обусловленными неисправностями дизеля.

УДК 629.11.012.814

Колебания и вибрации трансмиссий автомобилей

Д-р техн. наук С.Н. ИВАНОВ

НАМИ

Изложены методы и результаты исследований колебаний и вибраций трансмиссий отдельных автомобилей.
Ключевые слова: частота, колебания, вибрации, трансмиссия, исследования.

Ivanov S.N.
OSCILATIONS AND VIBRATIONS FOR INDIVIDUAL VEHICLES

Methods and research results of transmission oscilations and vibrations for individual vehicles.
Keywords: frequency, vibrations, oscilations, transmission, researches.

Повышение технического уровня современных автомобилей неразрывно связано с проблемами уменьшения в трансмиссиях ощущаемых субъективно колебаний и вибраций.

Специалисты НАМИ на протяжении многих лет проводят исследования динамических процессов, происходящих в трансмиссиях при движении АТС. Накоплен большой опыт как в области теории, так и на практике по выявлению, устранению и предотвращению возможности возникновения резонансных явлений в рабочих режимах трансмиссий.

Теоретически было установлено, что трансмиссии в большинстве случаев следует рассматривать как колебательные системы с сосредоточенными массами, соединенными упругими связями и воспринимающими действие возмущающих сил.

Трансмиссии принадлежат к классу многомассовых нелинейных диссипативных колебательных систем и характеризуются моментами инерции сосредоточенных масс и жесткостями на кручение упругих связей, определяющими спектр частот свободных крутильных колебаний систем. Отдельные агрегаты трансмиссии могут рассматриваться парциальными колебательными системами сложной многомассовой колебательной системы, а их расчетные модели в отдельных случаях — колебательными системами с распределенной массой.

Динамические процессы возникают в трансмиссиях от действия крутящего момента двигателя, инерционных воздействий вследствие неуравновешенных сил инерции двигателя, дисбаланса вращающихся масс, а также от параметрических возмущений, обусловленных структурой кинематики карданных шарниров,

зубчатых зацеплений редукторов и перемещений в подвижных соединениях. Параметрические возмущения взаимосвязаны.

Возникающие резонансы колебаний на отдельных участках трансмиссий могут влиять на спектр частот колебаний соседних участков, а также усиливать резонансы колебаний тех участков, для которых частоты свободных колебаний будут близки частоте колебаний возникшего резонанса. Одновременное действие нескольких источников возмущения колебаний характеризуется возникновением биений в колебательных процессах.

Аналитические исследования свойств колебательных систем, эквивалентных трансмиссиям или же их некоторым парциальным системам, проводятся с целью определения их амплитудно-частотных характеристик, т. е. частот и амплитуд свободных и вынужденных колебаний. Это позволяет определить спектр частот колебаний и оценить зоны возникновения возможных резонансов колебаний в рабочих режимах трансмиссий.

Например, движение многомассовой расчетной динамической модели трансмиссии с сосредоточенными массами в системе обобщенных координат, определяющих ее положение с учетом кинетической T и потенциальной Π энергией, описывается уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} = Q_i,$$

где $L = \Pi - T$ — функция Лагранжа;

$$\Pi = 0{,}5\{|C_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + C_2(\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \ldots$$
$$\ldots + C_n(\varphi_n - \varphi_{n-1})^2|\},$$
$$T = 0{,}5(J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + \ldots + J_n\dot{\varphi}_n^2),$$

где J_i — момент инерции сосредоточенных масс; q_i — обобщенная их координата; C_i — жесткость на кручение упругих связей; i — число степеней свободы; F — диссипативная функция, определяющая интенсивность диссипации энергии в системе; Q — обобщенная сила.

Подставив в исходное уравнение Лагранжа формулы, соответствующие Π, T и F, получаем систему уравнений второго порядка, интегрированием которой определяется траектория движения динамической модели:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + \alpha_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1;$$

. . . . . .

$$J_{n-1}\ddot{\varphi}_{n-1} + \alpha_{n-1}(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) + C_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_{n-1}.$$

Движение расчетной динамической модели с равномерно распределенной массой описывается уравнениями в частных производных вида:

$$EJ\frac{\partial^4 U}{\partial y^4} + m\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = q(y, t).$$

(В нем m — масса единицы длины, EJ — жесткость при изгибе, $U(y, t)$ — прогиб по оси, $q(y, t)$ — действующее возмущение).

Полученные расчетные данные проверяются экспериментально — в дорожных условиях, что позволяет уточнить структуры принятых расчетных моделей, оценить результаты аналитических исследований, а также выявить неучтенные при анализе взаимодействия колебаний, возникающих в отдельных агрегатах. При этом объемы (следовательно, и трудоемкость) экспериментов определяют задачи исследований. Так, если необходимо, они могут быть достаточно емкими. Например, с регистрацией крутильных колебаний на коленчатом, первичном коробки передач и карданном валах, ведущих полуосях.

Рассмотренные методы расчетов и экспериментов составляют основу исследований колебаний и вибраций трансмиссий. В частности, выполненные в свое время такие расчеты и эксперименты позволили выяснить и устранить причину того, что один и тот же V-образный восьмицилиндровый двигатель, установленный на грузовой автомобиль и автобус практически одинаковой полной массы, но различавшиеся конструкциями карданных передач и шкивов коленчатых валов, на автобусе нередко выходил из строя из-за поломки коленчатого вала, а на грузовом автомобиле такого явления не наблюдалось.

Расчеты показали, что в колебательной системе, эквивалентной трансмиссии автобуса, момент инерции шкива носка коленчатого вала, в 3 раза больший момента инерции шкива носка двигателя, установленного на грузовом автомобиле, а также в 2 раза бóльшая жесткость на кручение карданного вала автобуса, способствовали тому, что в спектре частот свободных крутильных колебаний этой системы оказались близки значения частот парциальных систем коленчатого и карданного валов (соответственно расчетные значения 192,7 и 212 Гц).

Возникавший резонанс крутильных колебаний в карданной передаче с частотой 200 Гц от гармоник 6,5-го и 4,5-го порядков и зубчатого зацепления вызывал резонанс колебаний на коленчатом валу. Размахи крутильных колебаний коленчатого вала двигателя автобуса были в среднем в 1,3 раза больше размахов колебаний коленчатого вала двигателя грузового автомобиля (рис. 1).

Проведенные по такой же схеме исследования колебаний и вибраций в трансмиссии автобуса с гидромеханической передачей позволили установить, что гидротрансформатор не является эффективным фильтром для гармоник переменной составляющей крутящего момента двигателя. Об этом свидетельствовал зарегистрированный на карданном валу резонанс крутильных колебаний с частотой 125 Гц, возбуждающийся основной мажорной гармоникой четвертого порядка V-образного восьмицилиндрового двигателя при разгоне автобуса на второй передаче с незаблокированным гидротрансформатором. Уровень крутильных колебаний при резонансе (отношение максимальной амплитуды к среднему передаваемому крутящему моменту) составлял (рис. 2) 70 %, т. е. был достаточно высоким.

Расчетными и экспериментальными исследованиями, проведенными в НАМИ, установлено также, что

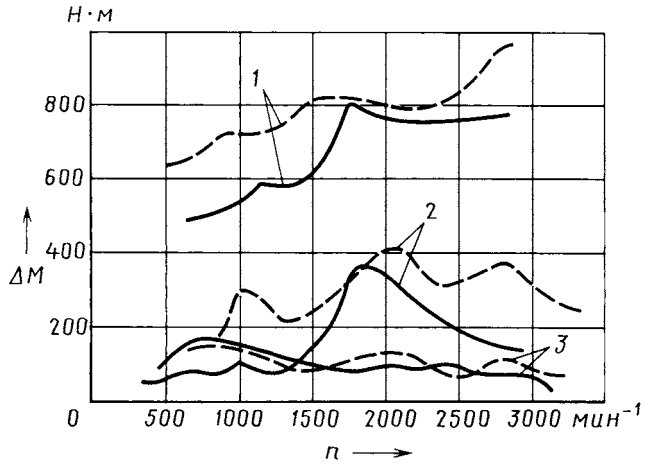

Рис. 1. Резонансные крутильные колебания в трансмиссиях грузового автомобиля (сплошные линии), автобуса (пунктирные) при разгоне на высшей передаче:

1 — коленчатый вал; *2* — первичный вал коробки передач; *3* — карданная передача

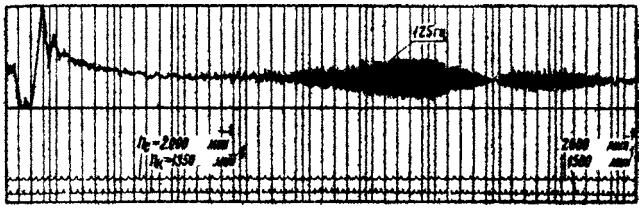

Рис. 2. Резонанс крутильных колебаний на карданном валу трансмиссии с ГМП при разгоне автобуса ЛАЗ на второй передаче с незаблокированным гидротрансформатором

нагрузки в трансмиссиях переднеприводных легковых автомобилей по характеру колебательных процессов крутящего момента могут быть низко- (кратные частотам вращения приводных валов) и высокочастотными (кратные частоте вращения двигателя). Например, эксперименты по изучению колебаний и вибраций приводных валов в трансмиссиях таких автомобилей, как "Морис Мини", "Аутобианча Примула", "Пежо 204", "Волслей", "Рено 16", оснащенных четырехцилиндровыми рядными двигателями, показали, что уровень их низко- и высокочастотных крутильных колебаний не превышал 25 % и не наблюдалось в рабочих режимах валов возникновение резонансных явлений.

Однако в переднем приводе автомобиля "Аутобианча Примула" был зарегистрирован резонанс поперечных колебаний с частотой 120 Гц более длинного правого шарнирного приводного вала при частоте вращения коленчатого вала двигателя 3600 мин$^{-1}$ независимо от движения автомобиля на отдельных передачах. Размахи этого резонанса колебаний увеличивались с переходом движения автомобиля на высшие передачи.

Максимальные величины размахов резонанса поперечных колебаний правого вала достигали до 70 Н · м (рис. 3, кривая *1*), когда автомобиль не двигался, сцепление включено при нейтральном положении рычага переключения передач. С выключением сцепления резонанс колебаний на валу не проявлялся, т. е. возмущения резонанса колебаний не происходило.

Расчет спектра собственных частот поперечных колебаний правого приводного вала, как динамической модели с распределенной массой, показал, что он имеет основную собственную частоту поперечных колебаний 120 Гц, а неуравновешенные силы инерции второго порядка четырехцилиндрового рядного двигателя, установленного на этом автомобиле, при частоте вращения коленчатого вала 3600 мин$^{-1}$ возбуждают вибрации с частотой 120 Гц, передающиеся при включенном сцеплении трансмиссии, на которые реагирует основная собственная частота поперечных колебаний правого приводного вала.

Следует отметить, что значительный высокочастотный резонанс поперечных колебаний шарнирного приводного вала существенно влияет на снижение работоспособности шарниров равных угловых скоростей, вызывая фреттинг-коррозию контактирующих поверхностей их рабочих элементов.

Изменением значения основной собственной частоты поперечных колебаний этого вала за счет его геометрических параметров либо применением на валу рассчитанного специальной конструкции инерционного демпфера колебаний (кривая *2* на рис. 3) резонанс поперечных колебаний приводного вала может быть существенно уменьшен и выведен из зоны рабочих частот вращения привода или устранен полностью.

С учетом проведенных в НАМИ исследований в автомобиле "Аутобианча Примула" изменена конструкция правого приводного вала — труба вместо сплошного стержня.

Накопленный опыт по исследованию колебаний в переднем приводе зарубежных легковых автомобилей использовался затем при доводке трансмиссии первого отечественного переднеприводного легкового автомобиля ВАЗ-2108. В частности, в качестве правого приводного вала более длинного, чем левый вал, была использована труба, а для реализации трения качения при осевых перемещениях — универсальные шариковые шарниры. Однако при доводке трансмиссии (в ней участвовала фирма "Порше") пришлось столкнуться с рядом не известных ранее явлений. Например, у опыт-

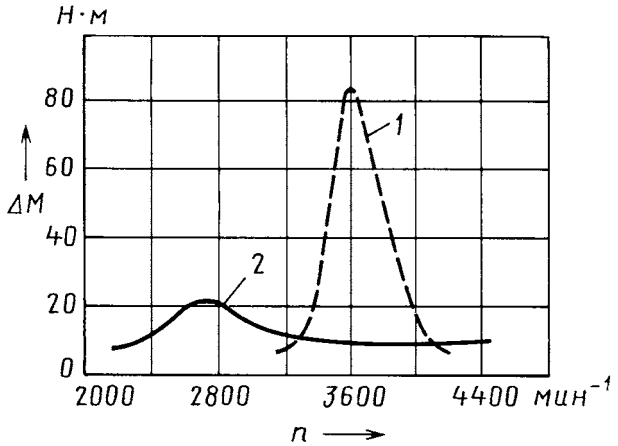

Рис. 3. Резонансы поперечных колебаний правого приводного вала автомобиля "Аутобианча Примула":

1 — без инерционного демпфера; *2* — с инерционным демпфером

ного образца автомобиля, опоры силового агрегата которого имели характеристики упругости, рекомендованные специалистами этой фирмы для обеспечения шума в салоне не более 76 Дб, обнаружилось, что при движении на второй, третьей и четвертой передачах в режиме "накат—натяг" и при торможении двигателем в коробке передач прослушиваются шумы и иногда происходит самопроизвольное выключение передач и наблюдается деформация труб коллектора. Регистрация крутильных колебаний одновременно на первичном валу коробки передач и приводных валах, перемещений силового агрегата на упругих опорах, а также выполненные с помощью ЭВМ расчеты частот свободных крутильных колебаний трансмиссии и частот свободных линейных и угловых колебаний силового агрегата на упругих опорах как твердого тела позволили выявить и устранить причины наблюдавшихся явлений. Оказалось, что основные частоты свободных крутильных колебаний трансмиссии на этих передачах близки к собственным частотам угловых колебаний силового агрегата. Поэтому при внешних воздействиях на него (при переезде автомобилем неровности дороги, резком открытии дроссельной заслонки и т. п.) возникают его угловые колебания (особенно в направлении действия реактивного крутящего момента) и низкочастотные крутильные колебания в трансмиссии, которые взаимно усиливают друг друга. При этом низкочастотные крутильные колебания валов коробки передач вызывают в зацеплениях вращающихся шестерен, не передающих крутящий момент, вибрации с частотой 90—100 Гц, которые тоже усиливаются, совпадая с частотой высокочастотных крутильных колебаний, возбуждаемых гармоникой второго порядка четырехцилиндрового рядного двигателя. Результат — шум в коробке передач на определенных частотах вращения коленчатого вала.

Этот шум был устранен изменением характеристик упругости опор силового агрегата, при которых исключается совпадение его частот угловых колебаний (особенно в направлении действия реактивного крутящего момента) с основными частотами колебаний трансмиссии на второй, третьей и четвертой передачах. В результате в 1,5—2 раза уменьшились перемещения силового агрегата на упругих опорах, а также низкочастотные колебания в трансмиссии, и, следовательно, с выбором нелинейной (двухступенчатой) характеристики упругости демпфера сцепления снизился уровень высокочастотных крутильных колебаний, возбуждавшихся в трансмиссии гармоникой второго порядка (его удалось снизить с 40—60 % до 17 %).

Таким образом, был ослаблен источник, возбуждавший вибрации в зацеплениях шестерен, не передающих крутящий момент, а также значительно снижен уровень высокочастотных крутильных колебаний, усиливавших эти вибрации. В итоге шум в коробке передач стал меньше и практически не ощущался субъективно.

Специалисты НАМИ решили и многие другие проблемы, связанные с вибрациями в трансмиссиях АТС. Проведенные ими исследования показали, что упругофрикционные демпферы, устанавливаемые в ведомых дисках сцеплений, а также в маховиках двигателей (двухмассовые маховики), упругие резиновые муфты и демпферы инерционного типа на валах трансмиссий и картерах некоторых агрегатов представляют собой весьма эффективные средства устранения в трансмиссиях значительных резонансов колебаний и вибраций. Как и то, что уменьшению колебаний и вибраций в трансмиссиях способствуют регламентируемые действующими нормативными документами, разработанными НАМИ, величины допустимых дисбалансов сцеплений, карданных валов, ведущих колес, определяемые с помощью расчетов углов шарниров карданных валов. Экспериментально было показано влияние материала карданных валов на колебания, шумы и вибрации автомобилей и доказано, что карданные валы с трубами из полимерных композиционных материалов с этой точки зрения представляют собой весьма перспективное решение.

УДК 629.1.036

Ошибки при описании силового взаимодействия колеса с опорной поверхностью на повороте

Канд. техн. наук И.П. ТРОЯНОВСКАЯ

ООО "Головное СКБ Челябинского тракторного завода"

Рассмотрены наиболее распространенные методы описания силового взаимодействия колеса с грунтом на повороте, проанализированы возникающие при этом ошибки, приводящие к нарушению законов механики при связях с трением.

Ключевые слова: сцепление, увод, скольжение, силы в контакте.

Trojanovskja I.P.

ERRORS AT THE DESCRIPTION OF INTERACTION OF A WHEEL WITH A BASIC SURFACE ON TURN

Widespread methods of the description of interaction of a wheel with the basis on turn are considered in article. Arising errors lead to infringement of laws of mechanics at forces with a friction.

Keywords: coupling, movement deviation, sliding, contact forces.

При описании криволинейного движения колесной машины широкое применение получила теория бокового увода колес, в основе которой лежит гипотеза Рокара. Согласно ей, угол $\Delta\gamma$ бокового увода колеса равен частному от деления боковой нагрузки P_y на это колесо на коэффициент k_y сопротивления уводу (формула № 1 в таблице). Однако зависимость P_y ($\Delta\gamma$) имеет линейный характер только в пределах малых ($\Delta\gamma = 3 \div 5°$) значений углов увода. Дальнейший же рост $\Delta\gamma$ обусловлен уже не упругими свойствами шины, а скольжением колеса по грунту.

Так что в традиционном подходе кроется как минимум две ошибки. И первая, причем наиболее распространенная из них, — введение нелинейности прямо в рамках теории бокового увода. В результате допущения, принятые при описании силового взаимодействия колеса с опорной поверхностью, приводят к грубому нарушению основных законов механики. В час-

тности, допущение о независимом формировании касательной $P_к$ и боковой P_y сил в пятне контакта: оно правомерно только в случаях отсутствия скольжения. Между тем совершенно очевидно, что на повороте сопротивление больше, чем при прямолинейном движении, и требует развития больших тяговых усилий. Иначе говоря, рост боковой силы P_y сопровождается увеличением продольной силы $P_к$. Но если учесть, что обе эти силы представляют собой составляющие одной результирующей силы трения P_Σ, то такая закономерность возможна лишь пока не наступило ограничение по сцеплению (формула № 2). Начало же скольжения говорит о том, что результирующая сила P_Σ трения достигла своего максимума, когда физика процесса формирования продольных $P_к$ и поперечных P_y ее составляющих становится принципиально иной: рост одной составляющей сопровождается уменьшением другой, так как они связаны между собой направлением действия результирующей силы.

Таким образом, принцип независимости действия сил при связях с трением применять нельзя, поскольку при скольжении он дает

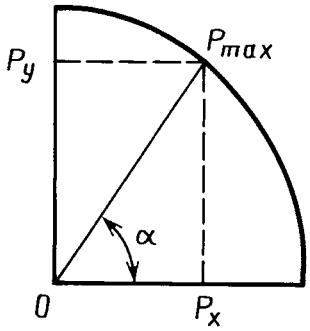

Рис. 1. Годограф силы трения

большую ошибку. Именно поэтому в работах современных исследователей криволинейного движения колесных машин при учете скольжения все чаще находит применение годограф (рис. 1) силы P_Σ трения.

Однако это только первый шаг на пути отказа от принципа независимости действия сил. Потому что введением ограничения на результирующую силу P_Σ можно удовлетвориться лишь при поступательном скольжении, когда эта сила приложена в центре пятна контакта колеса с опорной поверхностью. То есть при скольжении, соответствующем прямолинейному движению или боковому заносу, когда все точки пятна движутся одинаково. Но в общем случае криволинейного движения скольжение пятна контакта сопровождается его поворотом (имеет место плоскопараллельное движение). Это означает, что силовые факторы, приведенные к центру пятна контакта, представляют собой совокупность результирующей силы P_Σ и момента $M_с$ трения.

Вторая ошибка, допускаемая при описании силового взаимодействия колеса с опорной поверхностью, — добавление момента $M_с$ трения к действию уже максимальной результирующей силы P_Σ.

Эта ошибка, по существу, отбрасывает нас назад, к принципу независимости действия сил, проявляющемуся теперь в отсутствии связи между силой P_Σ и моментом $M_с$. То есть нарушает закон Кулона в точке и приводит к грубым ошибкам в получаемых конечных результатах расчетов.

Чтобы ее избежать, надо исходить из того, что в общем случае плоскопараллельного скольжения результирующая сила P_Σ трения должна быть меньше той, что возникает при поступательном движении. Причем чем больше момент $M_с$, тем меньше значение результирующей силы P_Σ, а

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta\gamma = P_y/k_y$	—
2	$P_\Sigma = \sqrt{P_к^2 + P_y^2} < f_{max}N$	f_{max} — максимальное значение коэффициента сцепления; N — нормальная реакция на колесе
3	$dP_к = dP_x = dP\sin\alpha;\quad dP_y = -dP\cos\alpha$	dP — элементарная сила трения; α — угол, характеризующий направление элементарной силы трения dP (см. рис. 2)
4	$dP_x = fq\dfrac{y-\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}}dF;\quad dP_y = -fq\dfrac{y-\xi}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}}dF$	$q = dN/dF$ — нормальное давление в точке с координатами ξ, η
5	$P_x = \int_\eta\int_\xi qf\dfrac{y-\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}}d\xi\xi d,\ P_y = -\int_\eta\int_\xi qf\dfrac{y-\xi}{\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}}d\xi\xi d,$ $M = \int_F\int rdP = \int_\eta\int_\xi qf\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}\,d\xi\xi d$	—
6	$M_c = M + xP_y - yP_x$	—
7	$f(k_\delta) = f_p\left(1 + \dfrac{\chi_\delta}{ch(k_\delta/\lambda_\delta)}\right)th\left(\dfrac{k_\delta}{\lambda_\delta}\right)$	f_p — коэффициент сцепления при полном скольжении; χ_δ, λ_δ — коэффициенты, отражающие упругие свойства шины и опорной поверхности; k_δ — коэффициент скольжения на повороте
8	$k_\delta = \dfrac{v_{ск}}{v_т} = \dfrac{\omega\sqrt{(x-\xi)^2+(y-\eta)^2}}{v_т}$	ω — угловая скорость вращения колеса; $v_т$ — теоретическая скорость колеса без скольжения, обеспечиваемая трансмиссией; $v_{ск}$ — скорость скольжения в точке с координатами ξ, η

предельными случаями плоскопараллельного движения являются мгновенно-вращательное ($P_\Sigma = 0$) и мгновенно-поступательное ($M_c = 0$).

И второе. Так как каждая элементарная сила трения dP направлена в сторону, противоположную скорости скольжения, то связь между силовыми факторами в пятне контакта должна осуществляться через кинематику движения — через положение мгновенного центра скоростей.

Это общие соображения. А теперь рассмотрим формирование силовых факторов в пятне контакта колеса с опорной поверхностью в общем случае плоскопараллельного скольжения более подробно. Для этого воспользуемся (рис. 2) системой координат, связанной с центром пятна контакта и выделим на нем элементарную точку dF с координатами ξ, η.

Как известно, скорость v скольжения этой точки при плоскопараллельном движении всегда перпендикулярна радиусу r, выходящему из мгновенного центра скоростей с координатами x, y. Проекциям элементарной силы трения на выбранные оси координат соответствуют формулы № 3. Или, учитывая, что $r = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)}$, $\sin\alpha = \frac{y-\eta}{r}$, $\cos\alpha = \frac{x-\xi}{r}$, — формулы № 4.

Если сложить все элементарные силы по пятну контакта и привести их к мгновенному центру скоростей, то получится система уравнений (формулы № 5) для определения P_x, P_y и значения момента M_c трения относительно мгновенного центра скоростей. Момент же M_c трения относительно центра контакта даст, очевидно, формула № 6.

Использование формул № 5 позволяет, как видим, полностью отказаться от принципа независимости действия сил и свести силовую задачу к кинематике (нахождению координат мгновенного центра скоростей). Но эти формулы позволяют сделать и очень интересные с точки зрения физики выводы.

Так, из них следует, что при совпадении мгновенного центра скольжения с центром пятна контакта ($x = y = 0$) обе составляющие силы трения исчезают, т. е. $P_x = P_y = 0$. Другими словами, имеет место мгновенно-вращательное движение. Стремление же мгновенного центра скольжения в бесконечность приводит к тому, что момент M_c трения относительно центра пятна контакта стремится к нулю, соответствуя мгновенно-поступательному виду движения.

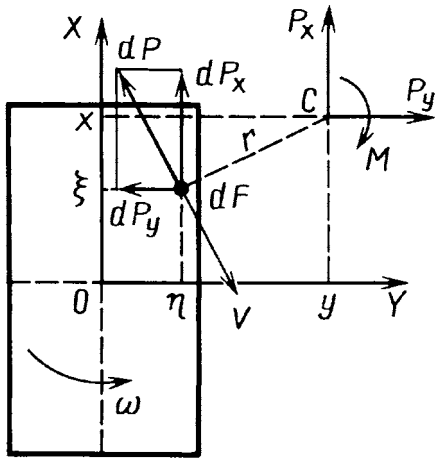

Рис. 2. Формирование силовых факторов при плоскопараллельном скольжении

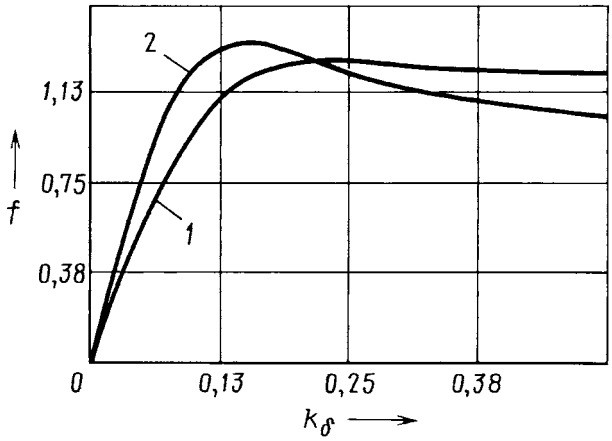

Рис. 3. Функции $f(k_\delta)$ при $k_\delta = 0$ (1) и $k_\delta \neq 0$ (2)

Однако формулы № 5 получены исключительно для сухого трения, что характерно для описания взаимодействия абсолютно жесткого колеса с абсолютно твердой поверхностью. В действительности же и шина, и опорная поверхность обладают некоторой упругой податливостью, за счет которой смещение точек колеса начинается еще задолго до наступления ограничений по сцеплению. И этого нельзя не учитывать.

Такой учет, по мнению автора, лучше всего осуществить путем введения в формулы № 5 переменного коэффициент f, зависящего от коэффициента k_δ в каждой точке пятна контакта и играющего, по сути, ту же роль, что и коэффициент буксования при прямолинейном движении. Подсчитывается коэффициент k_δ по формуле № 8. И очевидно, что поскольку величина $v_{ск}$ зависит от расстояния точки пятна контакта до мгновенного центра скоростей, каждая из его точек обладает своим k_δ (ξ, η, x, y). Это приводит к тому, что одни точки работают еще в упругой области деформации шины, а другие уже полностью скользят. Таким образом, каждая точка имеет свое значение коэффициента f трения (сцепления) и получает свое смещение, позволяя учитывать деформацию пятна контакта, что не делается ни в одном из существующих ранее подходов. То есть введение переменного коэффициента f позволяет не ограничиваться сухим трением, а принимать в расчет все возможные особенности силы сцепления при контакте упругого колеса с деформируемым грунтом. Это хорошо видно из рис. 3, на котором четко выделяются три участка: начальный, характеризующийся линейной зависимостью $f(k_\delta)$ и соответствующий области упругих деформаций шины и опорной поверхности, когда силовые факторы (P_Σ, M_c) еще не достигли ограничения по сцеплению; переходный нелинейный в районе f_{max}, характеризующий срыв шины или опорной поверхности при начале скольжения; практически горизонтальный, соответствующий полному скольжению ($k_\delta \to \infty, f \to f_\rho$).

УДК 629.113.4

КОНСТРУКЦИИ, ПОВЫШАЮЩИЕ НАДЕЖНОСТЬ И РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЛУПРИЦЕПОВ

Канд. техн. наук Е.В. СЛИВИНСКИЙ

Елецкий ГУ имени И.А. Бунина

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции рамы автомобильного полуприцепа, имеющей повышенную надежность и ремонтопригодность в эксплуатационных условиях. Изучено напряженное состояние такой рамы.

Ключевые слова: рама, автомобильный полуприцеп, надежность, ремонтопригодность, напряженное состояние.

Slivinskiy E.V.

CONSTRUCTION OF HIGHER RELIABILITY AND REAPIARBILITY ON SUPPORTING SYSTEMS OF AUTOMOBILE SEMITRAILERS

Materials on automobile semitrailer prospective frame construction of higher reliability and reapiarbility under service conditions are covered. Stressed state of this frame is studied.

Keywords: frame, automobile semitrailer, reliability, reapiarbility, stressed state.

Автопоезда — один из наиболее эффективных средств повышения производительности автотранспорта и снижения себестоимости автомобильных перевозок. Они могут состоять из автомобилей-тягачей и прицепных звеньев, в качестве которых используются одно- и многоосные полуприцепы или один или несколько прицепов. Однако в последние годы наиболее широкое распространение получили именно полуприцепы. Поэтому ниже речь и пойдет именно об автопоездах с полуприцепами [1, 2].

Автомобили-тягачи таких автопоездов снабжаются седельно-сцепными устройствами, на которые опираются уступы рам полуприцепов. Самым ответственным узлом элементной базы этих АТС и считаются их рамы. И не без оснований: рамы в процессе движения полуприцепов воспринимают вертикальные, угловые и поперечные колебания, возникающие от неровностей дорог, и имеют высокую жесткость на кручение. В связи с этим в их узлах возникают значительные по величине напряжения стесненного кручения, способствующие появлению трещин в сварных швах. Особенно в зонах сопряжения лонжеронов и поперечин. Кроме того, и узлы рам, расположенные в зоне крепления кронштейнов рессор тоже обладают высокой жесткостью на изгиб и стесненное кручение, что значительно снижает прочность участков лонжеронов и поперечин, находящихся в данной зоне. Поэтому на практике при восстановлении работоспособности рам, имеющих низкую ремонтопригодность, автохозяйства несут значительные материальные и трудовые затраты [2, 3].

Зная это, специалисты ГУ имени И.А. Бунина уже ряд лет занимаются разработкой технических мероприятий, направленных на повышение надежности и ремонтопригодности конструкционных элементов несущих конструкций полуприцепов. В частности, на основе анализа многочисленных литературных источников и результатов собственных исследований им удалось создать перспективную конструкцию рамы (а. с. № 1539117 и 1638056, СССР) полуприцепа, имеющую повышенную надежность. Главная ее особенность состоит в том, что опорные листы *1* (рис. 1) ее уступов не накладывают жесткой связи на полки лонжеронов и позволяют им свободно депланировать при кручении в продольной плоскости полуприцепа, а кронштейны рессор представляют собой съемные узлы, также обеспечивающие свободную депланацию нижних полок лонжеронов и поперечин, находящихся в зоне примыкания к этим кронштейнам.

Рама полуприцепа состоит из лонжеронов *3*, которые связаны в зоне ее уступа с помощью пазов *6*, выполненных в их стенках, с опорным листом *1*. Понятно, что при движении полуприцепа по дорогам с различным макро- и микропрофилем и закрутке рамы в ее продольной плоскости напряжения стесненного кручения на полках лонжеронов отсутствуют, поскольку у них со стороны опорного листа жесткая связь (в существующих конструкциях такая связь, как сказано выше, тоже есть). В итоге новая конструкция получается более долговечной. Но даже если какой-то элемент рамы (например, изношенный опорный лист) все-таки вышел из строя, то его замена технологических трудностей не представляет, так как после удаления сварных швов *5* лист легко выводится из пазов *6*, не повреждая полок и стенок лонжеронов, как это обычно имеет место в серийных конструкциях.

Как видно из рис. 2, лонжероны *1* рамы и поперечины *7* в нижней своей части соединены с опорной плитой *6*, которая выполнена из упругих сортов стали и имеет изогнутые участки *4*, образующие пазы *2*. Причем эти участки охватывают полки *3* лонжеронов и поперечин. К нижней части опорной плиты жестко присоединены щечки *5* кронштейнов рессор. Работает данный узел так же, как и рама в предыдущем случае, поскольку кронштейны рессор не накладывают жесткой связи на нижние полки лонжеронов и поперечин, и поэтому последние свободно депланируют при кручении рамы. И они тоже достаточно легко могут быть демонтированы с рамы за счет упругой деформации (например, с помощью специального приспособления).

В качестве примера расчета напряженного состояния рамы рассмотрим автомобильный полуприцеп ТМЗ-879А грузоподъемностью 10 т.

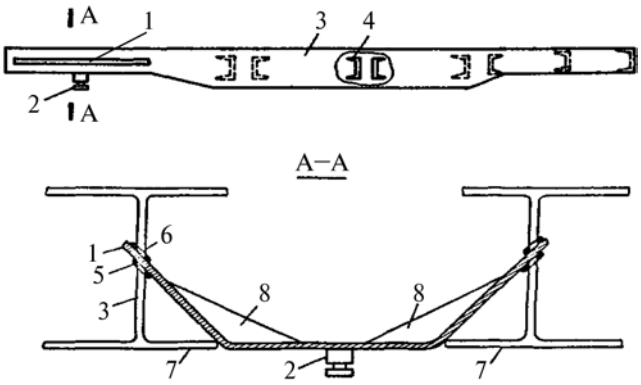

Рис. 1. Новая рама полуприцепа:
1 — опорный лист; *2* — шкворень; *3* — лонжерон; *4* — поперечины; *5* — сварной шов; *6* — паз; *7* — полка лонжерона; *8* — косынка

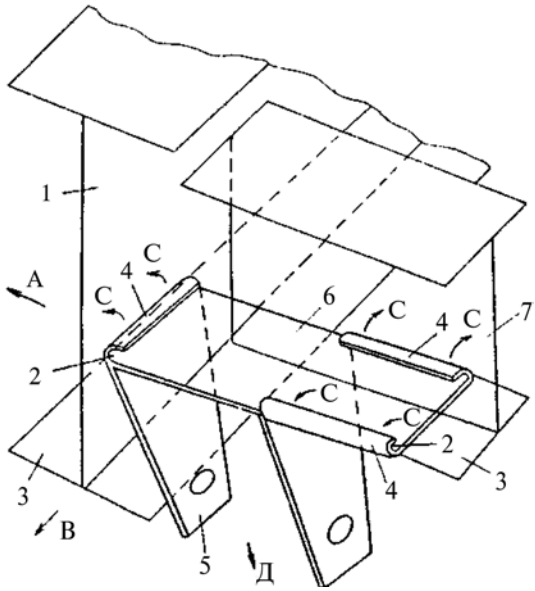

Рис. 2. Узел "рама—кронштейн рессоры":
1 — лонжерон; *2* — паз; 3 — полка лонжерона; *4* — изогнутый участок опорной плиты; *5* — щечка кронштейна рессоры; *6* — опорная плита; *7* — поперечина

Раму этого (впрочем, как и любого другого) полуприцепа можно представить в виде балки равного сопротивления изгибу, расположенной на трех опорах, которые эквивалентны шкворневому узлу и кронштейнам рессор, взаимосвязанных с колесами полуприцепа. К балке приложены следующие внешние силовые факторы: $P_i^{л}$ и $P_i^{п}$ — вертикальные составляющие динамических нагрузок, воздействующих соответственно на лонжероны и поперечины рамы от двух самосвальных кузовов, загруженных грузом массой 7000 кг. Q_i — вертикальные составляющие усилий, приложенные к опорным кронштейнам механизма опрокидывания и к поперечинам крепления гидроцилиндров самосвальных кузовов; T_i — горизонтальные составляющие динамических тяговых усилий и сил сопротивления движению полуприцепа; H_i — вертикально составляющие силы реакций, приложенные к шкворневому узлу и кронштейнам рессор полуприцепа; q_i — равномерно распределенная нагрузка в месте контакта опорного листа уступа рамы полуприцепа с седельным устройством тягача [5, 6].

Изгиб рассматриваемой балки описывается, как известно, формулой $EJ\ f_Y^{IV} = q_y$, в которой E — модуль упругости материала; J — осевой момент инерции сечения; f — прогиб балки; q — равномерно распределенная нагрузка [5, 7].

Примем, что ось OX направлена по длине рамы, а ось OY перпендикулярна ей в направлении ее прогиба. Разобьем, далее, раму по длине на отдельные участки, на каждом из которых функция жесткости постоянна. Таких участков в рассматриваемом случае взято шесть (I–VI). При этом на трех из них (I — уступ рамы в месте примыкания опорного листа к лонжеронам, III — между соседними опорными кронштейнами опрокидывания смежных самосвальных кузовов и V — концевой участок в месте крепления рессор задней подвески колес полуприцепа) момент инерции J_x сечения лонжерона является величиной постоянной, не зависящей от расстояния по оси OX (см. рис. 3), а на других трех (II — от конца уступа рамы до границы лонжерона, имеющего максимальную высоту его сечения, IV — между передним кронштейном рессоры до сечения лонжерона, имеющего максимальную высоту его сечения, и VI — концевой участок от заднего кронштейна рессор до предохранительного бруса рамы и буксирного устройства) момент J_x инерции сечения зависит от расстояния X от начала участка.

Исходя из этих соображений была составлена система из 27 уравнений, которая включает 24 неизвестных начальных параметра [$Q(x)$, $M(x)$, $\varphi(x)$ и $f(x)$] и три неизвестных реакций опор (H_1, H_2 и H_3). В результате решения данной системы были вычислены значения нормальных напряжений δ_X изгиба в каждом рассматриваемом участке рамы. Одновременно по формуле $EJ_\omega\Theta^{IV} = 0$ (E — модуль упругости материала; J_ω — секториальный момент инерции сечения; Θ^{IV} — относительный угол закручивания элемента рамы), описывающей закручивание упругого стержня, т. е. рамы прицепа, были определены и напряжения δ_ω стесненного кручения. Использованная при этом расчетная схема представляла собой продольно расположенный стержень, перпендикулярно которому размещены другие стержни, соответствующие 13 поперечинам рамы, к которым в месте сопряжения их с лонжеронами приложены бимоменты B_1 — B_{13}.

Зная напряжения изгиба δ_x рамы полуприцепа и стесненного кручения δ_ω, в итоге можно установить суммарные (δ_Σ) значения напряжений ($\delta_\Sigma = \delta_x + \delta_\omega$) [5—7].

Все расчеты выполнялись по специально разработанной программе для ЭВМ, позволяющей с шагом 10 см вычислить значения напряжения изгиба по всей длине как серийной, так и новой рамы. Что и было сделано для следующих случаев ее нагружения: полуприцеп с грузом 10 т находится в состоянии покоя; полуприцеп с тем же грузом движется по дороге удовлетворительного качества; с динамическим нагружением ($P_{к1} + P_{к2}$) рамы, равным 87,5 кН (8920 кгс); у полуприцепа разгружается первый кузов, при этом второй загружен грузом 5 т; у полуприцепа разгружается второй кузов, а первый загружен грузом 5 т; и полностью груженый полуприцеп на опорном устройстве [6].

Результаты расчетов показали, что наибольших значений (δ_x = 175,0 МПа, или 1750 кгс/см^2) напряжения изгиба для сравниваемых полуприцепов достигают на участке VI рамы в случае самосвальной выгрузки второго кузова. В целом же изгибные напряжения для серийной рамы невысокие, и введенные в расчетную схему предложенные технические решения не оказывают существенного влияния на напряженное состояние модернизированной несущей системы. Поэтому рекомендовано в качестве лонжеронов использовать не двутавровые балки № 36, как на серийном образце, а двутавровый профиль № 32.

Для определения сравнительных напряжений δ_ω стесненного кручения, возникающих в сварных узлах рамы полуприцепа, также рассматривались две рамы:

серийная с лонжеронами максимальной высотой 36 см и опорным листом уступа, приваренным к полкам лонжеронов, а также новая рама с лонжеронами максимальной высотой 32 см. И так как рама в основном работает на стесненное кручение при движении его по различным дорогам, то при расчете напряжений δ_ω учитывали только режим движения полуприцепа.

Результаты расчета показали: у серийной рамы наибольшие значения δ_ω составляют 183 МПа, или 1830 кгс/см (участок II в зоне приварки опорного листа уступа рамы) и 93,6 МПа, или 936 кгс/см^2 (участок V в зоне крепления кронштейнов рессор полуприцепа). Это объясняется тем, что, как уже упоминалось, данные участки имеют значительную жесткость на кручение: в передней части рамы, на участке I, уступ состоит из четырех поперечин, жестко связанных между собой опорным листом толщиной 8 мм, а в задней части, на участке VI, на 600 мм длины рамы располагаются три поперечины, одна из которых выполнена коробчатой. Причем все три связаны между собой продольными элементами, образующими узел крепления буксирного устройства.

В случае же использования новой конструкции уступа и лонжеронов с сечением 32 см, у которого опорный лист взаимосвязан со стенками лонжеронов в зоне наименьшей их депланации, напряжения стесненного кручения полок лонжеронов отсутствуют, а в стенках не превышают 8 МПа, или 80 кгс/см^2. В итоге суммарные напряжения $\delta_{x+\omega}$ на участке I рамы серийного образца составляют ~238,8 МПа, или 2388 кгс/см, что в 3,8 раза выше предела усталости (для стали 25, из которой изготовлена рама, σ_{-1} = 62,2 МПа, или 622 кгс/см^2). У модернизированного же образца рамы напряжения значительно снижаются и в том же сечении составляют 45,6 МПа (456 кгс/см^2), что в 1,36 раза ниже предела усталости материала.

Аналогичная картина наблюдается и в узлах крепления рессор подвески колес полуприцепа. Так, если среднее значение суммарных напряжений у серийной конструкции полуприцепа на нижних полках его лонжеронов достигают 197,4 МПа (1974 кгс/см^2), то в новой они не превышают 93,8 МПа (938 кгс/см^2). Следовательно, долговечность рамы с использованием модернизированного ее уступа и узлов крепления опорных кронштейнов рессор будет, вне всякого сомнения, значительно выше, чем у серийного образца полуприцепа ТМЗ-879А.

Литература

1. Высоцкий М. С. и др. Автомобильные и тракторные прицепы. М.: Машгиз, 1962. — 162 с.
2. Щукин М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. М.-Л.: Машгиз, 1961. — 207 с.
3. Бреселер Е. Е, Закин Я. Х. Автомобильные поезда. М.: Машгиз, 1952. — 215 с.
4. ГОСТ 12105—74. Тягачи седельные и полуприцепы. Присоединительные размеры.
5. Проскуряков В. Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1972. — 229 с.
6. Глущенко А. Д., Сливинский Е. В. Динамика и прочность транспортной системы для перевозки легковесных грузов. Изд-во Фан, Ташкент, 1988. — 115 с.
7. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. — 544 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 620.192.7

Эффективный метод диагностирования усталостных разрушений деталей автомобиля

Канд. техн. наук В.С. МАЛКИН, В.Е. ЕПИШКИН

Тольяттинский ГУ

Обоснован метод диагностирования усталостных разрушений ответственных деталей, отказ которых может приводить к серьезным последствиям: авариям или большим затратам на ремонт автомобиля. Метод реализуется формированием группы совместно заменяемых деталей, в число которых входят ответственные детали и деталь "свидетель", которая без серьезных последствий отказывает раньше, предупреждая, таким образом, аварии автомобиля.

Ключевые слова: диагностирование, усталостные разрушения, групповая замена деталей.

Malkin V.S., YepishkinV.E.

THE EFFECTIVE METHOD FOR DIAGNOSIS OF AUTOMOBILE DETAILS FATIGUE FAILURES BREAK-DOWN

The method of diagnosing of fatigue failures of the responsible details, which failure can lead to serious consequents: to accidents or considerable expenses for car repair. The method is realised by formation by group of common replaced responsible details, which includes responsible details and a detail "witness", which without serious consequences breaks down earlier, warning about car accidents.

Key words: diagnosing, fatigue failures break-down, group replacement of details.

Напряжения, которые испытывают детали автомобиля, движущегося по дороге, особенно по неровной, как правило, случайны как по амплитуде, так и по частоте. Кроме того, на детали воздействуют и циклические нагрузки, обусловленные естественным функционированием агрегатов и узлов (например, зуб шестерни при работе сначала воспринимает нагрузку, потом "отдыхает" и затем вновь воспринимает нагрузку и т. д.; шейки коленчатого вала нагружаются знакопеременными нагрузками и т. п.). Из-за этого в материале деталей накапливается усталость, т. е. они разупрочняются.

Накопление усталостных повреждений объясняют смещением дислокаций (микроскопических несплошностей) на гранях неидеально уложенных кристаллов при их раскачивании и последующим объединением дислокаций. Результат — образование микротрещин,

которые постепенно перерастают в макротрещины, уменьшающие живое сечение детали. Поэтому фактические напряжения в металле возрастают. И когда они достигают значений $\sigma_в$, деталь разрушается. Причем такие разрушения обычно носят характер хрупкого, и, что самое опасное, неожиданного излома. Все дело в том, что, во-первых, постепенный рост трещины далеко не всегда сопровождается легко наблюдаемыми признаками; во-вторых, трещина, даже если она выходит на поверхность, часто располагается в труднодоступном для наблюдения месте; в-третьих, поскольку условия эксплуатации автомобилей могут существенно отличаться, то и наработка деталей до момента их усталостного разрушения имеет значительные разбросы, т. е. рассчитать достоверно момент усталостного разрушения не удается.

Однако такого рода отказы, если они происходят на особо ответственных деталях автомобиля, могут сопровождаться серьезными с точки зрения безопасности последствиями. В связи с чем проблема диагностирования и предупреждения усталостных разрушений была и остается весьма актуальной. Эту проблему, естественно, пытаются решить, и сейчас известно достаточно много способов обнаружения усталостных повреждений деталей (метод красок, магнитоскопия и т. д.), которые успешно применяются в процессе ремонта автомобиля после его разборки. Использование методов дефектоскопии деталей без разборки автомобиля не всегда возможно или является весьма трудоемким и дорогостоящим процессом.

Между тем есть более простой и надежный метод. Он заключается в формировании групп деталей, которые в условиях эксплуатации конкретного автомобиля испытывают идентичные режимы нагружения, но существенно отличаются по последствиям их отказов. О накоплении усталости в наиболее ответственных деталях судят по повреждениям той детали, отказ которой не приводит к аварийному разрушению других, ответственных и дорогих, деталей автомобиля и не влияет на его безопасность. Эта деталь исполняет роль "свидетеля", сообщающего о накоплении усталостных повреждений, в связи с чем, очевидно, должна иметь наименьший из всех деталей группы ресурс. И так как ресурсы всех деталей группы обычно коррелируются, то ее роль свидетеля сохранится на автомобилях, эксплуатирующихся как в сложных, так и в более легких условиях.

Если функция $R(x)_i$ безотказности детали известна, то ее средний ресурс $\bar{X}_i$ может быть найден как математическое ожидание $\bar{X}_i = \int_0^\infty R(x)_i dx$. При изменении диагностического параметра, пропорционального накоплению повреждений в детали-свидетеле, наработка автомобиля до момента принятия решения о необходимости замены группы деталей является также случайной величиной, характеризующейся средним значением $\bar{X}_D$. Но оно, по приведенному выше условию, для детали-свидетеля всегда меньше величины ресурсов других деталей, включаемых в группу. В связи с чем замена группы деталей по результатам диагностирования этим методом неизбежно приводит к недоиспользованию их ресурса.

Общие дополнительные затраты $C_{мд}$ в процессе эксплуатации автомобиля при наработке x можно выразить формулой № 1 (см. таблицу). Недоиспользование ресурса совместно заменяемых деталей — недостаток данного метода. Однако если учесть, что в обычных условиях эксплуатации того же автомобиля без диагностирования усталостных повреждений по рассматриваемому методу непредвиденные отказы неизбежно ведут к издержкам J_i, то общие экономические потери C_J за период x эксплуатации автомобиля соответствуют формуле № 2. И если автомобиль рассматривать как многократно восстанавливаемую при ре-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$C_{мд} = \left[C_D + \sum_{i=1}^{n} C_i(1-\beta_i) \right] \frac{x}{\bar{X}_D}$	$C_{мд}$ — дополнительные затраты при использовании метода; n — число деталей, включенных в группу совместной замены; $\beta_i = \bar{X}_D / \bar{X}_i$ — коэффициент использования ресурса деталей; $\bar{X}_D$ — средняя наработка до момента замены группы деталей; C_i — стоимость детали; C_D — средние затраты на диагностирование
2	$C_J = \sum_{i=1}^{n} J_i \Omega(x)_i k_i$	C_J — суммарные затраты от издержек, обусловленных усталостными отказами деталей; $\Omega(x)_i = \sum_{m=1}^{\infty} F(x)_{im}$ — ведущая функция потока отказов детали; $k_i \geqslant 1$ — коэффициент "уязвимости" детали, отражающий увеличение потока ее отказов при отказе других деталей
3	$\Delta C = \frac{x}{\bar{X}_D} \left[\sum_{i=1}^{n} (J_i k_i + C_i)\beta_i - \sum_{i=1}^{n} C_i - C_D \right]$	ΔC — экономический эффект предлагаемого метода диагностирования усталостных повреждений деталей; C_i — стоимость детали, включенной в группу деталей совместной замены по результатам диагностирования; C_D — стоимость диагностирования; J_i — издержки, вызванные отказом детали; β_i — коэффициент использования ресурса детали; $k_i \geqslant 1$ — коэффициент, который учитывает увеличение потока отказов, вызванное отказами других деталей; x — общая наработка автомобиля с начала эксплуатации; $\bar{X}_D$ — средняя наработка до момента обнаружения повреждения детали-свидетеля при ее диагностировании

монте систему, то при установившемся потоке отказов можно принять, что $\Omega(x)_i \approx x/\bar{X}_i$. Тогда, подставив это выражение в формулу № 2 и вычитая из нее формулу № 1, после несложных математических преобразований получим формулу № 3 для определения экономического эффекта ΔC, из которой следует четыре вывода.

1. Рассматриваемый метод диагностирования состояния подверженных усталостным разрушениям деталей по состоянию детали-свидетеля экономически наиболее эффективен в тех случаях, когда отказы других деталей группы приводят к значительным издержкам и снижению безопасности автомобиля.

2. При групповой замене деталей желательно обеспечивать как можно большие значения коэффициентов использования ресурса, особенно дорогих и ответственных деталей. Однако следует иметь в виду, что сближение средних ресурсов этих деталей с ресурсом детали-свидетеля повышает вероятность того, что первой может отказать не диагностируемая деталь-свидетель, а деталь, приводящая к большим издержкам. Поэтому для случаев, когда ресурсы деталей групповой замены слабо коррелированны, необходимо обеспечивать такое соотношение ресурсов, чтобы дорогие и ответственные детали начинали отказывать только после отказа самой долговечной в пределах естественного рассеяния ресурса детали-свидетеля.

3. Число деталей в группе совместной замены не должно быть большим, поскольку при его увеличении возрастает сумма их стоимостей, при малых значениях коэффициентов использования ресурса деталей экономическая эффективность метода будет падать.

4. Затраты на диагностирование, складывающиеся из необходимости установки специальных датчиков, контрольных замеров или периодических частичных разборок агрегатов с целью наблюдения состояния детали-свидетеля, должны быть небольшими.

Пример практической реализации рассматриваемого метода — разработанная в свое время концерном ФИАТ конструкция полуоси ведущего моста (автомобили ВАЗ классической компоновки), которая представляет собой группу совместно заменяемых полуоси, подшипника, крышки и напрессованного стопорного кольца. Отказы крышки подшипника и поломка полуоси, подверженной циклическим нагрузкам при каждом обороте колеса, могут привести к серьезным последствиям. Однако в практике нормальной эксплуатации автомобилей в течение нескольких десятков лет эти отказы не встречаются. Первым вследствие усталостного износа (питтинг) обойм и шариков всегда выходит из строя однорядный шариковый подшипник. При этом он начинает шуметь, что является очевидным диагностическим признаком его технического состояния. То есть заложенные конструкторами запасы долговечности полуоси существенно выше запасов долговечности подшипника, который в группе совместно заменяемых деталей исполняет роль детали-свидетеля.

К сожалению, многие специалисты по технической эксплуатации автомобилей не понимают логики групповой замены деталей при ремонте и, как следствие, предлагают технологии замены не полуоси в сборе, как было рекомендовано специалистами ФИАТа, а только подшипника. Имеется даже курьезный пример: в практическом пособии "Ремонт трансмиссии и ходовой части "Жигулей", выпущенном издательством "За рулем" в 1997 г., где рекомендуется вместо шарикового подшипника устанавливать более долговечный роликовый. Но замена при ремонте не группы деталей, а только одного подшипника (да еще многократная замена) может привести к усталостному разрушению полуоси, отрыву колеса со всеми вытекающими последствиями, чего до сих пор удавалось избегать только благодаря заложенной конструкторами большой разнице в ресурсах полуоси и подшипника.

Второй пример практической реализации метода групповой замены деталей — шаровые опоры (шарниры) передней подвески автомобилей ВАЗ классической компоновки.

Шаровой палец шарнира при движении автомобиля испытывает циклические нагрузки, что сопровождается накоплением в металле пальца усталостных повреждений. Визуальное их наблюдение в силу компактности шарнира невозможно, поэтому итальянские конструкторы предусмотрели неразборную конструкцию шарового шарнира, т. е. его замену в сборе с имеющимися внутри деталями. И сделали совершенно правильно: по мере эксплуатации в шарнире появляются люфты, указывающие на изношенность его деталей и необходимость замены всей детали. По сути, люфт в шаровом шарнире — диагностический параметр, отражающий состояние шарнира в сборе и, в частности, накопление усталостных повреждений в шаровом пальце, поломка которого может привести к очень серьезным последствиям.

Наши специалисты таких обстоятельств во внимание не приняли. Поэтому в свое время довольно широкое распространение получила технология ремонта шарового шарнира, включающая высверливание точек контактной сварки для разъединения корпуса шарнира и замену вкладышей, контактирующих с пальцем и корпусом. Более того, было налажено массовое производство вкладышей. Но такой ремонт можно считать приемлемым только в том случае, если шарнир работал при порванном резиновом чехле (пыльнике) и трущиеся поверхности подвергались абразивному износу. В нормальных же условиях трения и продолжительной работе шарнира в металле шарового пальца идет накопление усталостных повреждений, из-за чего повторное использование пальца может привести к его усталостной поломке, а следовательно, и к потере управляемости автомобиля. Другими словами, такую технологию ремонта шарового шарнира (так же, как и замены подшипника полуоси) даже в условиях дефицита запасных частей следует считать не только ошибочной, но и опасной.

Таким образом, метод диагностирования усталостных повреждений включенных в группу совместной замены ответственных деталей автомобиля, основанный на контроле состояния входящей в группу детали-свидетеля, это наиболее действенный метод предупреждения аварийных ситуаций и снижения обусловленных ими экономических издержек. Но для его реа-

лизации необходимо, чтобы группы деталей совместной замены формировали заводы-изготовители автомобильной техники и только на основе достоверных расчетов долговечности деталей и результатов эксплуатационных испытаний автомобилей в процессе доводки их конструкции. Причем по статистическим данным о наработке до отказа деталей, включаемых в группу совместной замены, полезно устанавливать наличие парной корреляции ресурсов деталей с ресурсом детали-свидетеля, так как величина коэффициента корреляции указывает на степень идентичности нагрузок, испытываемых деталями группы, и достоверность диагноза о накоплении усталостных повреждений в металле ответственных деталей группы.

И последнее. Чтобы обеспечить высокие экономическую эффективность диагностирования и ремонта автомобиля, его надежность, безопасность и, в конечном счете, качество, информация о рекомендуемых группах совместно заменяемых деталей, подверженных усталостным разрушениям, и процедурах диагностирования их состояния нужно доводить как до специалистов, эксплуатирующих АТС, так и до владельцев автомобилей, занимающихся их текущим ремонтом самостоятельно. Эту информацию необходимо включать в пакеты инструкций по эксплуатации АТС.

Литература

1. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. — М.: Машиностроение, 1978. — 240 с.
2. Малкин В.С. Техническая эксплуатация автомобилей: Теоретические и практические аспекты: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В.С. Малкин. — М.: Издательский центр "Академия" 2007. — 288 с.
3. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов / В.Е. Гмурман. — М.: Высш. шк., 2001. — 479 с.

УДК 629.083.001.18

Методика прогнозирования объемов работ по ТО и ТР автобусов в регионах

К.И. РАЗГОВОРОВ

Владимирский ГУ

Приводится методика расчета трудоемкостей производственных работ в зависимости от реализованного парка техники в регионах РФ. Анализируются данные о прогнозировании объемов работ по ТО и ремонту автобусов. Даются рекомендации предприятиям технического сервиса для развития производственно-технической базы.

Ключевые слова: прогнозирование, объемы работ, технический сервис.

Razgovorov K.I.

THE PROCEDURE OF FORECASTING OF VOLUME OF MAINTENANCE AND REPAIR WORK IN REGIONS OF THE RUSSIAN FEDERATION

The article deals with the procedure of calculation of labor intensity depending on vehicle park sold to the regions of the Russian Federation. It also gives analysis of data about forecasting of volume of work of maintenance and repair of buses. It gives recommendations to technical service enterprises for development of production and technical facilities.

Keywords: forecasting, volume of work, technical service.

АТП, занимающиеся перевозкой пассажиров, ежегодно закупают десятки тысяч автобусов. При этом наблюдается устойчивый рост спроса на них практически во всех регионах страны. Например, в 2007 г. только отечественные производители изготовили и продали 88 824 автобуса. Кроме того, немало автобусной техники закупается и за рубежом. В таких условиях, как свидетельствует опыт многих регионов, существующая в них производственно-техническая база, предназначенная для обслуживания и текущего ремонта техники, не в состоянии обеспечить работоспособность всех автобусов. Особенно — автобусов небольших частных автопарков. И это заметно сказывается на безопасности пассажирских перевозок.

Выход из сложившейся ситуации один: необходимо расширять, причем опережающими темпами, мощности ПТБ существующих ПАТП и создавать новые СТОА.

Однако и то, и другое — дело довольно дорогое. Поэтому для грамотной реализации обоих названных направлений необходимо правильно спрогнозировать на перспективу, во-первых, темпы роста продаж автобусов в каждом конкретном регионе и, во-вторых, изменение трудоемкости работ по обслуживанию и ремонту автобусной техники в этих регионах.

С первой задачей особых сложностей нет. Она решается с помощью статистики продаж конкретных моделей автобусов в регионе, т. е. информации, которую легко получить из многих общедоступных источников. Для решения же второй задачи требуется выполнить определенные расчеты. В частности, по формуле $T_z = \sum_{i=1}^{N} N_i^{CTOA} t_i k_{ci}$ вычислить общую трудоемкость T_z работ по ТО и ТР в прогнозируемом периоде. (В этой формуле: N_i^{CTOA} — численность автобусов i-й марки, эксплуатирующихся в регионе и обслуживаемых СТОА; t_i — трудоемкость ТО и ТР автобусов i-й марки; k_{ci} — коэффициент сложности конструкции автобуса i-й марки, учитывающий увеличение трудоемкости работ по ТО и ТР каждой новой модели.

Очевидно, что общая численность N_i автобусов i-й марки, эксплуатирующихся в регионе, представляет собой разность между числом автобусов, проданных в текущем (N_{ni}^{j}) календарном и прошлых (N_x^{j-1}) годах и числом списанных за тот же период (N_{ci}^{j} и N_{ci}^{j-1}). То есть расчетная формула имеет следующий вид: $N_i = N_{ni}^{j} + N_{ni}^{j-1} - N_{ci}^{j-1}$. Однако совершенно понятно, что далеко не все владельцы этих N_i автобусов будут пользоваться услугами СТОА, а лишь определенная их часть. Поэтому N_i^{CTOA} следует подсчитывать по формуле $N_i^{CTOA} = \varphi N_i$, в которой φ — коэффициент, учитывающий вероятность заездов автобусов на СТОА. (Его значение, согласно рекомендациям ОНТП-01-91, принимается равным 0,4.)

Все сказанное выше позволяет определить не только значения трудоемкости работ по ТО и ТР, выпол-

няемых на СТОА, но и коэффициенты $K_{пр}$ прироста объемов данных работ: $K_{пр} = T^{т}/T^{п}$ ($T^{т}$ и $T^{п}$ — объемы работ по ТО и ТР автобусов, выполненных СТОА соответственно в предыдущем и ожидаемых в текущем году).

В качестве примера применения рассмотренной выше методики приведем (табл. 1 и 2) результаты расчета для двух российских регионов — Ярославской и Новосибирской областей. Для простоты расчетов примем, что, во-первых, в обоих регионах рассматриваются только два типа автобусов — средние ПАЗ и КаВЗ и большие городские — ЛиАЗ и ГолАЗ; во-вторых, годовая трудоемкость рассчитывается только в гарантийный период их эксплуатации.

Как видно из этих таблиц, практическая трудоемкость работ по ТО и ТР автобусов на протяжении семи

Таблица 1

Год	Число обслуживаемых СТОА автобусов по маркам (φ=0,4)		Годовая трудоемкость работ ТО и ТР автобусов на СТОА в гарантийный период их эксплуатации, чел · ч	Коэффициент прироста объемов работ ТО и ТР
	ПАЗ, КАвЗ	ЛиАЗ, ГолАЗ		
2002	179	15	36 701,42	—
2003	244	34	56 436,95	1,540
2004	238	56	65 867,07	1,170
2005	298	72	83 356,00	1,270
2006	315	86	92 798,49	1,110
2007	529	162	164 185,90	1,770
2008	726	222	225 263,05	1,372
2009	996	305	309 060,91	1,372
2010	1367	418	424 031,57	1,372
2011	1876	573	581 771,31	1,372
2012	2574	786	798 190,24	1,372
Среднее значение увеличения коэффициента прироста работ по ТО и ТР				1,372

Таблица 2

Год	Число обслуживаемых СТОА автобусов по маркам (φ=0,4)		Годовая трудоемкость работ ТО и ТР автобусов на СТОА в гарантийный период их эксплуатации, чел · ч	Коэффициент прироста объемов работ ТО и ТР
	ПАЗ, КАвЗ	ЛиАЗ, ГолАЗ		
2002	200	0	33 078,10	—
2003	92	2	16 154,60	0,490
2004	16	0	2 645,50	0,160
2005	126	0	20 845,74	7,880
2006	68	102	59 526,87	2,860
2007	74	6	15 060,32	0,250
2008	172	14	35 060,42	2,238
2009	400	33	81 620,67	1,372
2010	931	77	190 012,92	1,372
2011	2167	179	442 350,07	1,372
2012	5045	417	1 029 790,97	2,328
Среднее значение увеличения коэффициента прироста работ по ТО и ТР				2,380

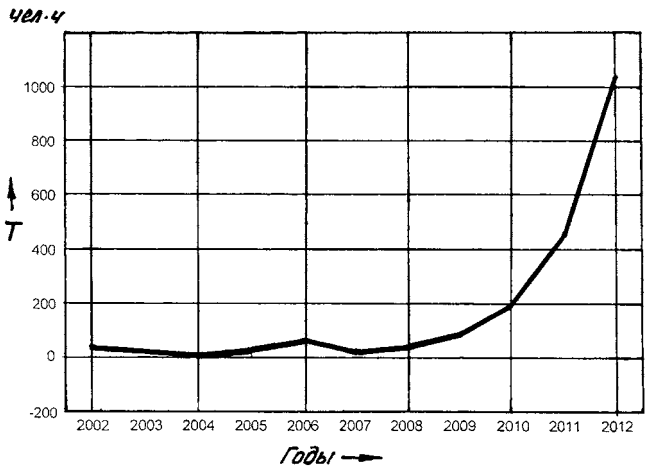

Рис. 1. Прогнозируемая динамика роста объемов работ по ТО и ТР автобусов в период с 2002 по 2012 гг. в Ярославской области

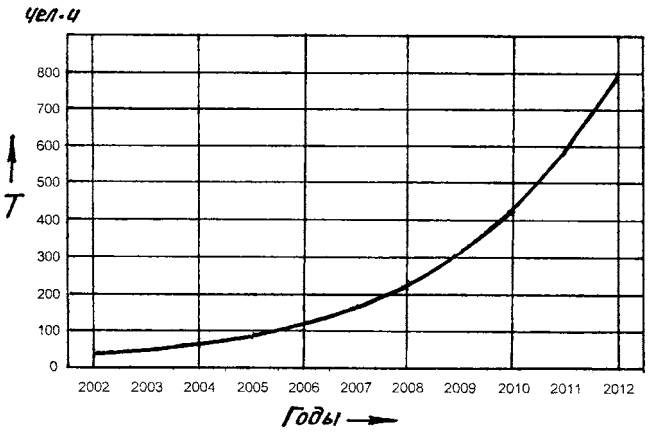

Рис. 2. Прогнозируемая динамика роста объемов работ по ТО и ТР автобусов в период с 2002 по 2012 гг. в Новосибирской области

(2002—2008 гг.) лет в обоих регионах значительно возрастала. То есть получается, что для выполнения работ по ТО и ТР только на новых автобусах требуется вводить в строй новые СТОА. О том же говорят рис. 1 и 2, построенные по результатам математической обработки данных табл. 1 и 2 и представляющие собой законы изменения трудоемкостей, выраженные в форме уравнений. А так как есть все основания утверждать, что данная тенденция сохранится и в последующие, включая 2012, годы, то для прогноза автор взял значение $K_{пр}$ для 2008 г. (для Ярославской области $K_{пр}$ = 1,372, для Новосибирской — $K_{пр}$ = 1,256.)

Но возникает вполне резонный вопрос: сколько и каких СТОА нужно создавать? Чтобы ответить на него, следует исходить из следующего очевидного обстоятельства: доходы C от СТОА должны в течение определенного периода окупать затраты $З$ на ее создание. То есть выполняться условие, записанное в виде формулы $C = N_i^{СТОА} C_{н.ч} T_{ТО,ТР} \geq З$ ТРавтобусов ($T_{ТО,ТР}$ — годовой объем работ по ТО и ТР одного автобуса; $N_i^{СТОА}$ — число автобусов, комплексно обслуживаемых СТОА).

УДК 656.1.029

Повышение пропускной способности городской дорожной сети

В.В. ПЕТРОВ

СибАДИ

Рассмотрено координированное управление движением транспортных потоков как метод повышения пропускной способности городской дорожной сети. Описаны основные свойства транспортного потока. Показано их влияние на повышение эффективности управления транспортным потоком.

Ключевые слова: транспортный поток, свойства транспортного потока, координированное управление, интенсивность движения, транспортное средство.

Petrov V.V.

IMPROVEMENT OF THE URBAN NETWORK' CAPACITY

The coordinated control of traffic flowsniss is considered in this paper as a method to enhance the capability of the urban road network. The main properties of a traffic flow are described. Their impact on improving the control efficiency of a traffic flow is shown.

Keywords: traffic flow, properties of a traffic flow, coordinated control, traffic volume, a vehicle.

Опыт давно уже доказал: хорошо скоординированное управление движением транспортных потоков — один из самых эффективных методов повышения пропускной способности городских дорожных сетей. Он без значительных капитальных вложений позволяет существенно, на 15–20 %, повышать среднюю скорость движения на городских улицах.

Однако при реализации данного метода нужно иметь в виду, что объектом управления здесь является не отдельный автомобиль и не инфраструктура, обеспечивающая движение транспортных средств, а транспортный поток, описываемый совокупностью признаков (параметров, состояний и свойств), которые характеризуют процесс движения. Поэтому при выборе управления движением необходимо учитывать различный характер его поведения в конкретных условиях, т. е. его способность к самопреобразованию.

Таковы самые общие соображения, которые не может не принимать во внимание любой из разработчиков системы и алгоритмов управления городским транспортным движением.

Но не только. Нужно учитывать и следующие конкретные свойства городских транспортных потоков — их динамичность, стационарность, инерционность, стохастичность, взаимосвязанность, распад в пределе движения одних групп АТС и формирование других. В связи с этим, думается, будет нелишним хотя бы вкратце рассмотреть каждое из названных свойств.

Динамичность транспортного потока — его способность менять интенсивность движения в течение суток, недели и года. Причем в каждом из этих случаев — по своим законам.

Такой же закономерный характер имеет, как свидетельствуют ежедневные периодические измерения одних и тех же параметров транспортного потока в фиксированные интервалы времени суток, и состав транспортных потоков: он для каждой городской магистрали свой, но по времени суток, как правило, стационарен. Эта стационарность обусловлена тем, что подавляющее большинство поездок носит периодический характер и часто выполняется по постоянным маршрутам (деловые поездки, работа общественного транспорта, грузовые перевозки). Причем стационарность, так же, как и динамичность, проявляется во всем диапазоне изменения интенсивности движения.

Под инерционностью транспортного потока понимается его свойство непрерывно переходить из состояния в состояние не мгновенно в одной точке пространства, а на некоторых отрезках времени и пространства. Ее причина понятна: каждое АТС имеет конечную, вполне определенную скорость и в каждой момент времени может быть обнаружено в пределах ограниченного участка транспортной сети.

Свойство инерционности транспортного потока проявляется, прежде всего, в том, что средние значения его параметров (интенсивность, скорость, плотность, интервалы) изменяются во времени и пространстве непрерывно. И при любых значениях интенсивности движения. И наличие "пачек" в потоках — также результат малой изменчивости структуры потока при прохождении смежных перекрестков, т. е. следствие инерционности в изменении интервалов между идущими друг за другом АТС.

Свойство "инерционность" дает возможность прогнозирования изменений характеристик транспортных потоков. Причем, что особенно важно, в пределах небольших пространственных и временных интервалов.

Стохастичность как свойство транспортного потока выражается в статистическом характере процесса движения транспортных средств. Этот факт подтверждается данными ежедневных периодических измерений одних и тех же параметров потока в фиксированные интервалы времени суток. И показатели суточной интенсивности движения за несколько суток, как правило, отличаются очень незначительно, на доли процента. Правда, при периоде ее измерения, равном 15 мин, эти отличия зависят от абсолютной величины интенсивности. Например, до 200 авт./ч отличия за разные периоды могут составлять до 50 %, хотя при 800 авт./ч они не превышают 5 %. Поэтому для получения реальной картины изменения интенсивности движения и назначения в дальнейшем соответствующих режимов управления необходимо проводить усреднение и аппроксимацию полученных статистических данных.

Все перечисленные выше свойства — результат взаимозависимого движения транспортных средств. Эта взаимозависимость (связанность) проявляется главным образом в том, что подчас малые изменения условий движения на отдельных магистралях и перекрестках (сужение проезжей части, изменение погодных условий, нарушение режима светофорной сигнализации) приводят к резкому изменению характера движения не только здесь, но и на отдаленных магистралях и перекрестках города. Особенно сильно связанность регулируемых транспортных узлов сказывается на режимах насыщения дорожно-транспортной

сети, когда транспортный затор, возникший на отдельном перекрестке, распространяется на значительный участок сети.

Связанность в сети носит сложный, подчас непредсказуемый характер. Чем сильнее свойство связанности, тем большие участки сети необходимо рассматривать, решая задачу управления, и тем сложнее эта задача, поскольку под объектом управления приходится понимать не отдельные перекрестки, а все связанные между собой транспортные узлы. Причем свойство взаимозависимости наиболее характерно для высоких значений интенсивности движения.

На практике это свойство необходимо учитывать при разработке схем организации движения в условиях возникновения заторовых ситуаций.

При групповом режиме движения, когда пропускная способность дороги и перекрестка уже оказывает существенное влияние на условия движения, наблюдается еще одно, причем сравнительно новое, свойство транспортных потоков — формирование и распад групп АТС. При этом очевидно, что процесс формирования группы связан с движением на запрещающий сигнал (адаптивность) светофора.

С практической точки зрения наибольший интерес представляет не формирование, а распад групп в потоке: по нему можно выбирать моменты включения разрешающего сигнала светофора на следующем перекрестке.

Распад группы при ее движении на перегоне лучше всего описывать с помощью формулы $\lambda(t) = \lambda_0 e^{-kt_{пр}} \lambda(t)$ [2]. (Здесь λ_0 — мгновенная интенсивность движения в момент образования групп, $k = 0{,}008$ — параметр управления, $t_{пр}$ — время проезда перегона.)

Учитывая, что формирование группы идет линейно, поскольку АТС-лидер тормозится в режиме, близком к равномерно замедленному, а распад группы — в соответствии с приведенной выше формулой, полное преобразование групп АТС в потоке можно записать с помощью следующего выражения:

$$\lambda(t) = \begin{cases} \lambda_0 e^{-kt} \text{ при } 0 \le t < t_{пр} - t_T \\ \dfrac{\lambda_0}{t_T}\left[1 - e^{-k(t_{пр} - t_T)}\right](t - t_{пр}) + \lambda_0 \\ \text{при } t_{пр} - t_T \le t \le t_{пр}. \end{cases}$$

Как видим, характер преобразования групп зависит от длины перегона (времени $t_{пр}$ его проезда) и момента t_T смены запрещающего сигнала на разрешающий, т. е. сдвига фаз. Это означает, что правильно выбранный, соответствующий длине перегона сдвиг фаз и есть главная задача управления движением. Он позволяет активно влиять на процесс преобразования групп и повышение средней скорости движения транспортного потока.

Все перечисленные свойства транспортных потоков учитывались при настройке режимов координированного управления городским движением в нескольких городах РФ. В частности, результаты их применения в моделях для расчета режимов движения в Красноярске, Екатеринбурге, Воронеже и др. показали: пропускную способность городских сетей этих городов можно без особых затрат увеличить на ~15 %.

Литература

1. Дрю Д. Теория транспортных потоков и управление ими. М.: Транспорт. — 1974. — 424 с.
2. Капитанов В.Т., Хилажев Е.Б. Управление транспортными потоками в городах. М.: Транспорт. — 1985. — 94 с.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923

Новый способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при суперфинишировании

Канд. техн. наук К.Ю. ЛУКЬЯНОВ

Самарский ГУПС

Приведен новый способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при суперфинишировании. Рассмотрена кинематическая модель нового способа суперфиниширования с двойной осцилляцией инструмента. Представлен механизм формообразования волнистых поверхностей деталей при суперфинишировании. Изложены теоретико-экспериментальные исследования изменения волнистости при различных режимах суперфиниширования. Разработана и описана методика прогнозирования выходных параметров волнистости обрабатываемых профилей.

Ключевые слова: суперфиниширование, волнистость, прецизионные детали, двойная осцилляция инструмента, кинематическая модель суперфиниширования, режимы суперфиниширования.

Lukyanov K.Yu.

A NEW METHOD OF SINUOSITY DECREASE OF PRECISION DETAILS'S SURFACES AT SUPERFINISHING

The new way of decrease in a sinuosity of surfaces of precision details is resulted at superfinishing. The kinematic model of a new way of superfinishing with double oscillation of the tool is considered. The mechanism of form-making of wavy surfaces of details at superfinishing is presented. Theoretico-experimental researches of change of a sinuosity are stated at various modes of superfinishing. The technique of forecasting of target parametres of a sinuosity of processed profiles is developed and described.

Keywords: superfinishing, sinuosity, precision details, double oscillation of an instrument, kinematic model of superfinishing, superfinishing modes.

Суперфиниширование — основной метод окончательной обработки, значительно снижающий волнистость рабочих поверхностей прецизионных деталей. Однако традиционные его способы уже практически исчерпали свои возможности и не могут обеспечить все более ужесточающиеся требования к точности формы этих поверхностей. В связи с чем специалисты

и вынуждены изыскивать средства усовершенствования традиционной схемы обработки. И находят. Например, предлагается способ с двойной осцилляцией инструмента, сущность которого заключается в следующем. Заготовку *1* (рис. 1) приводят во вращение вокруг собственной оси, а абразивный брусок *2* заставляют совершать двойную осцилляцию во взаимно перпендикулярных направлениях. При этом в осевом сечении заготовки абразивный брусок путем обкатывания без проскальзывания перемещают вдоль обрабатываемой поверхности. И так как брусок и заготовка контактируют линейно, то это способствует свободному проникновению СОЖ в зону обработки, более полному удалению продуктов резания и снижению интенсивности засаливания бруска.

Для повышения эффективности суперфиниширования инструменту, кроме того, дополнительно сообщают осциллирующее движение в плоскости, перпендикулярной оси вращения заготовки, что увеличивает длину дуги контакта бруска с обрабатываемой поверхностью, а значит, и снижает ее волнистость.

Для построения кинематической модели (рис. 2) нового способа суперфиниширования с двойной осцилляцией инструмента был использован программный комплекс динамического анализа механизмов ("АДАМС"), позволяющий численно моделировать процесс с определением рациональных режимов и параметров обработки. Причем моделирование шло поэтапно. Сначала модель подвергалась параметризации (описывались все ее характеристики — геометрические размеры, физические свойства, способы соединения подвижных и неподвижных частей), задавались действующие силы и моменты, начальное положение ее элементов и их скорости.

Затем с помощью модуля задания исходных данных задавались параметры суперфиниширования, необходимые для работы модели. После чего эти параметры импортировались в файл с моделью. Последний, в свою очередь, импортировали в среду пакета "АДАМС", в которой и проводилось моделирование процесса движения абразивного инструмента с двойной осцилляцией по обрабатываемой поверхности заготовки.

Разработанная модель позволила изучить кинематические особенности движения инструмента в процессе суперфиниширования. В частности, установить, что для успешного снижения волнистости реальной поверхности необходимо, чтобы рабочая поверхность инструмента в процессе обработки контактировала с вершинами волн в каждом поперечном сечении заготовки не менее чем в трех точках: благодаря этому исключается вероятность сохранения технологической наследственности, так как рабочая поверхность инструмента не изменяет своей траектории движения.

Рассматриваемый способ очень удачно решает проблему волнистости поверхности: необходимое число точек контакта при однократном движении инструмента в каждом поперечном движении заготовки зависит от угловой амплитуды осцилляции бруска вокруг оси вращения заготовки. Это позволяет увеличивать длину дуги взаимодействия инструмента с заготовкой.

Для определения во время моделирования числа волн на обрабатываемой поверхности, накрываемых абразивным бруском, на заготовке проставляются (см. рис. 2) специальные метки, угловые перемещения которых отслеживаются и используются в ходе численного моделирования, а также при назначении режимов суперфиниширования. Благодаря чему представляется возможным целенаправленно воздействовать на волнистость обрабатываемой поверхности и тем самым обеспечивать высокую точность формы профиля заготовки.

Разработанная кинематическая модель опробирована при расчетах, которые позволили определить ра-

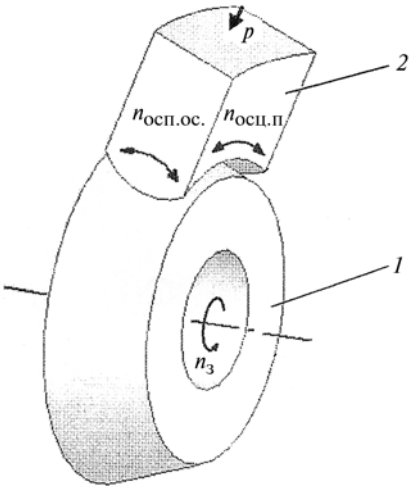

Рис. 1. Схема суперфиниширования конических поверхностей заготовки с двойной осцилляцией инструмента:
1 — коническая заготовка; *2* — абразивный брусок

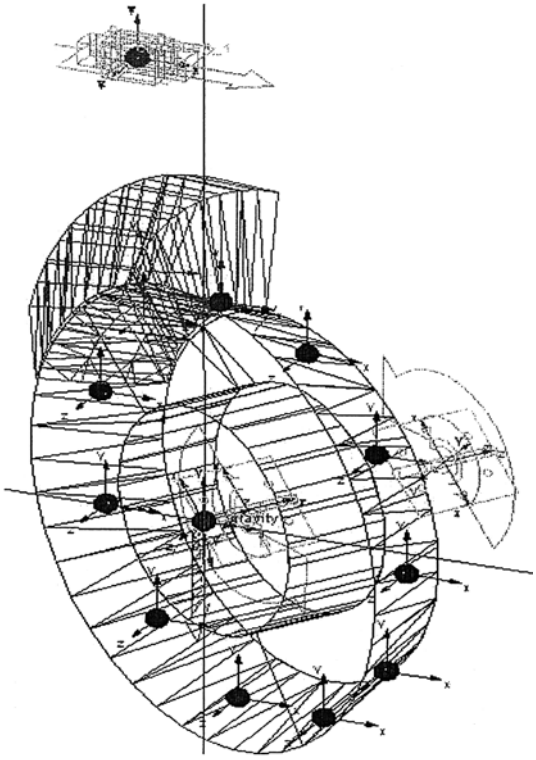

Рис. 2. Кинематическая модель процесса суперфиниширования конических поверхностей с двойной осцилляцией инструмента

циональные, соответствующие заданным степеням волнистости обрабатываемой поверхности заготовки значения параметров процесса суперфиниширования с двойной осцилляцией инструмента. При этом в качестве критерия, характеризующего эффективность снижения волнистости, принималось число волн, проходящих под дугой взаимодействия инструмента в

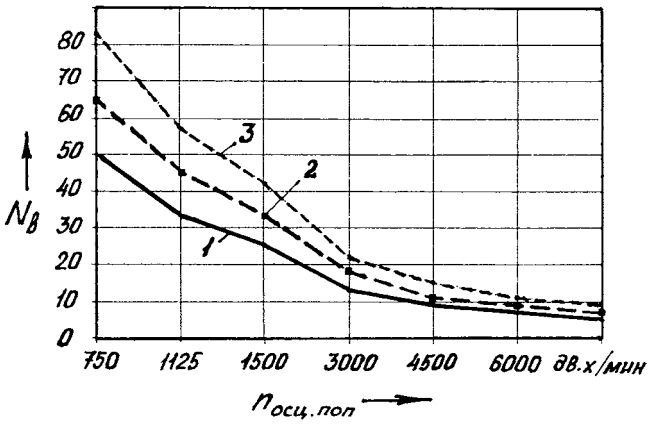

Рис. 3. Зависимость числа $N_в$ волн, накрываемых абразивным инструментом в поперечном сечении заготовки, от числа $N'_в$ на ней и от частоты $n_{осц.поп}$ осцилляции бруска при $n_з$ = 3000 мин$^{-1}$, A = 20° и $n_{осц.ос}$ = 60 дв.х./мин частоты осцилляции инструмента в осевом сечении:

1 — $N_в$ = 12; 2 — $N_в$ = 16; 3 — $N_в$ = 21

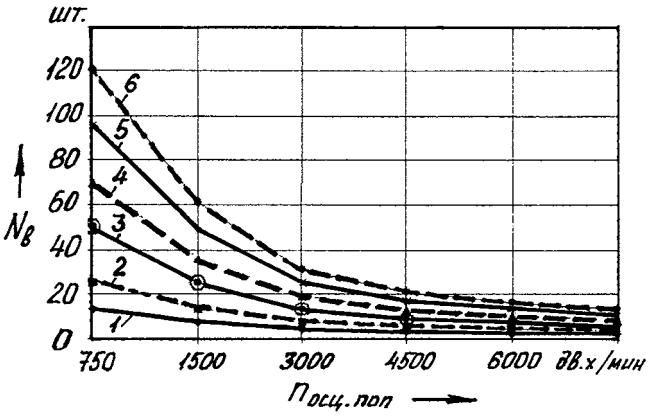

Рис. 4. Зависимость числа $N_в$ волн накрываемых абразивным инструментом при A = 20°; $n_{осц.ос}$ = 60 дв.х./мин, от $n_{осц.поп}$ и частоты $n_з$ вращения заготовки:

1 — $n_з$ = 750 мин$^{-1}$; 2 — $n_з$ = 1500 мин$^{-1}$; 3 — $n_з$ = = 3000 об/мин; 4 — $n_з$ = 4500 мин$^{-1}$; 5 — $n_з$ = 6000 мин$^{-1}$; 6 — $n_з$ = 7500 мин$^{-1}$

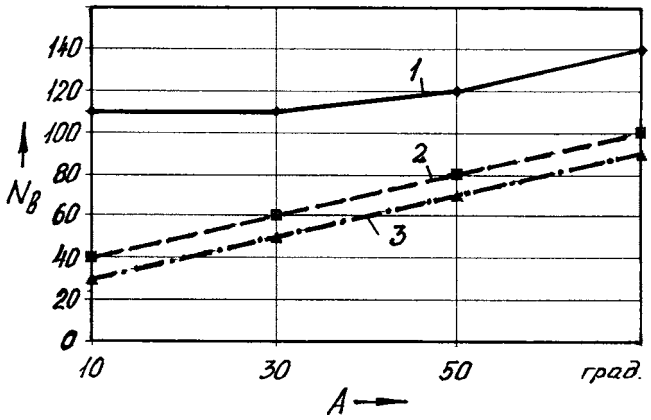

Рис. 5. Зависимость числа $N_в$ волн обрабатываемой поверхности, накрываемых абразивным инструментом при $n_з$ = 7500 мин$^{-1}$ и $n_{осц.ос}$ = 60 дв.х./мин от амплитуды A и частоты его поперечной осцилляции:

1 — $n_{осц.\ поп}$ = 750 дв. х/мин; 2 — $n_{осц.\ поп}$ = 1500 дв. х/мин; 3 — $n_{осц.\ поп}$ = 3000 дв. х/мин

процессе его движений. А это число, как показали эксперименты на модели, зависит от трех параметров — частоты $n_{осц.поп}$ осциляции инструмента, частоты $n_з$ вращения заготовки и угловой амплитуды *A* осцилляции инструмента.

Так, при уменьшении $n_{осц.поп}$ число волн, проходящих под дугой взаимодействия и накрываемых абразивным инструментом в поперечном сечении заготовки, возрастает (рис. 3). Возрастает оно и при увеличении $n_з$ (рис. 4), а также амплитуды *A* (рис. 5).

Сказанное выше, по мнению автора, может служить методикой численного моделирования процесса суперфиниширования прецизионных деталей, т. е. методикой прогнозирования выходных параметров волнистости обрабатываемых профилей.

Это подтверждают экспериментальные исследования на модернизированном суперфинишном стенде мод. 9КС-130МК, оснащенном инструментальной головкой оригинальной конструкции, которая обеспечивает двойную осцилляцию абразивного бруска в зоне обработки. Например, при обработке конических поверхностей дорожек в заготовках внутренних колец роликовых подшипников 7804, 7705 (сталь ШХ15), предназначенных для автомобилей ВАЗ 2101-07, установлено, что новый способ уменьшает, по сравнению с существующим способом обработки, волнистость поверхностей в 1,6 раза. Другими словами, повышает класс точности подшипников с пятого до четвертого.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 630*31.001.4

Автоматизированная измерительная система для дорожных испытаний рам лесовозных АТС

Канд. техн. наук А.Ф. КУЛЬМИНСКИЙ, А.В. АНДРОНОВ, С.В. ЛИСИЦКИЙ, Я.А. ЛОСЬ, А.С. СОКОЛОВ, А.Г. ЦЫПАНОВ

Сыктывкарский лесной институт,
Сыктывкарский лесопромышленный комплекс

Описана техническая система для испытаний на прочность в условиях лесовозных дорог АТС с жесткой и шарнирно сочлененной рамой. Первичная информация снимается с тензометрических датчиков, установленных на лонжеронах АТС. Данные, полученные после усиления сигналов и преобразования, передаются в кабину АТС, где регистрируются и вводятся в ноутбук.

Ключевые слова: шарнирно сочлененная рама, долговечность, автоматизированная измерительная система, тензометрические датчики, репортинг.

A.F. Kulminsky, A.V. Andronov, S.V. Lisitsky, Y.A. Los, A.S. Sokolov, A.G. Cupanov

AUTOMATIC MEASURING SYSTEM OF CARRIAGE AS FOR ROAD·S TEST

In article describe technical system for test of durability automatic system with hard and hinge-join carriage under existing of forestry roads. The first information read of sensing element, that set on the longerons automatically system. Data, which received after signals intensification, change and pass to the cabin. In the cabin data recorded and directed to the computer.

Keywords: sharnirno-jointed frame, durability, automated measuring system, gauges, reporting.

Прочностные расчеты создаваемых машин, механизмов и их деталей — наиболее распространенный метод проектирования. Однако у него есть один существенный недостаток: из-за неизбежных допущений получаемые результаты, как правило, не в полной мере соответствуют реальности. Поэтому расчеты всегда приходится уточнять экспериментально. Типичный тому пример — рамы лесовозных АТС: их деформации и возникающие в их материале напряжения всегда не только просчитывают, но и оценивают в ходе дорожных испытаний.

Для проведения этих испытаний специалисты разрабатывают специальные измерительные системы. Сделали такую систему и в Сыктывкарском лесном институте. Ее основное отличие от аналогов состоит в том, что она — автоматизированная и позволяет определять напряжения, действующие в металлоконструкциях жестких и шарнирно сочлененных рам в условиях лесовозных дорог Республики Коми.

Структурная схема данной системы приведена на рис. 1. В нее, как видно из рисунка, входят восемь тензометрических датчиков (ТД), две аккумуляторных батареи (АБ), восьмиканальный модуль ввода аналоговых сигналов (МАВ), однопортовый их преобразователь (ПП) и персональный компьютер (ноутбук).

Тензодатчики имеют сопротивление 200 Ом, включены по схеме диодного моста; температурный диапазон их работы — от 233 до 358 К (от −40 до +85 °С). Устанавливают их в наиболее опасных (нагруженных) сечениях рамы, которые определяются на основе статистического анализа наиболее распространенных поломок рам в процессе эксплуатации.

На каждом из лонжеронов рамы устанавливают по четыре датчика, один из которых измеряет изгиб, второй — прогиб лонжерона, третий и четвертый — его кручение.

Снимаемая ими первичная информация (аналоговые электрические сигналы) поступают в модуль аналогового ввода, который преобразует их в сигналы дискретные. Эти сигналы по соответствующим каналам идут в однопортовый преобразователь "УСБ Упорт 1130" и записываются на жесткий диск ноутбука.

Измерительная система питается от двух аккумуляторных батарей напряжением 12 В, одна из которых связана с тензодатчиками, а вторая — с модулем аналогового ввода. Тензометрические датчики перед их установкой на раму АТС проверяются на их пригодность для использования в производственных условиях. Делается это следующим образом.

Датчик крепится (приклеивается) на балке (пластине из листового проката размером 35 × 700 мм), один конец которой защемлен, а на второй устанавливается груз массой 1 кг. Вырабатываемый датчиком сигнал фиксируется в ноутбуке. Затем операция повторяется с грузами 2, 3 кг и т. д. В итоге строится (рис. 2) график "уровень А сигнала — масса *m* груза". Эта зависимость должна быть линейной.

Для регистрации данных, полученных с тензометрических датчиков, и дальнейшей их обработки в институте разработана программа "COM-клиент", которая предназначена для получения информации с контроллера "АДАМ-4017", соединенного с компьютером. Она имеет многопоточный алгоритм, обеспечивающий одновременное использование ресурсов COM-порта и сохранения полученных данных в файле выгрузки.

Принцип работы программы с COM-портом стандартный, причем в его как синхронном, так и асинхронном режимах.

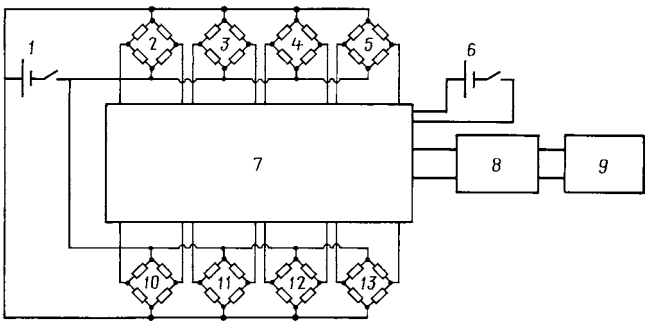

Рис. 1. Структурная схема системы автоматизированного определения напряжений, действующих в материале рам лесовозных АТС:
1 и *6* — аккумуляторные батареи; *2—5* и *10—13* — тензометрические датчики; *7* — восьмиканальный модуль ввода; *8* — однопортовый преобразователь; *9* — ноутбук

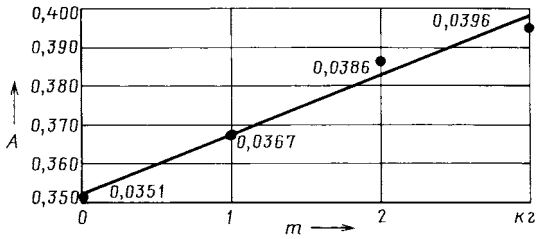

Рис. 2. Зависимость сигнала тензометрического датчика от нагруженности балки

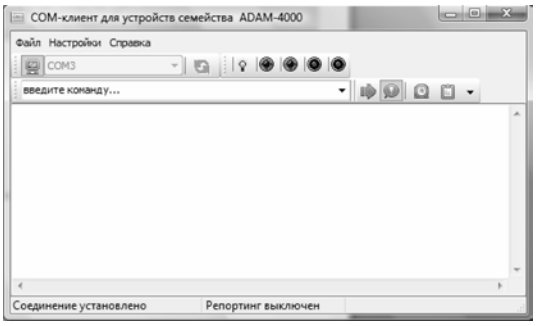

Рис. 3. Интерфейс программы "COM-клиент" для устройств семейства "АДАМ-4000"

Главное окно программы изображено на рис. 3. Как видим, сверху в нем располагается системное меню: в пункте "Файл" можно выбрать действия по сохранению (загрузке) настроек COM-порта в(из) файл(а) соответственно; в пункте "Настройки" устанавливаются параметры текущего COM-порта; в пункте "Справка" содержится незаконченная документация по использованию данной программы.

Ниже меню располагается панель соединения с выбранным COM-портом. Нажатая кнопка с изображением мониторчика свидетельствует об установленном соединении (та же информация высвечивается в строке состояния в самом низу главного окна). Для обновления списка имеющихся COM-портов в компьютере нажимается кнопка с изображением стрелочек. Различные светодиоды свидетельствуют о текущих режимах работы COM-порта.

Команда вводится в специальном поле, причем ранее введенные команды сохраняются и могут быть выбраны из ниспадающего списка.

Для выполнения команды по циклу через определенные интервалы времени (в мс) нужно нажать кнопку с изображением часов, после чего появится диалоговое окно для ввода необходимого интервала.

После выполнения (одиночного или циклического) команды (кнопка с изображением правой стрелки или нажатие клавиши Enter) в поле просмотра потоков ввода (вывода) контроллера АДАМ отобразятся некие данные. Для различного представления этих данных, настройки цветовой схемы поля просмотра служит контекстное меню, в котором можно выбрать необходимые пункты для тонкой настройки программы.

Главный аспектом в работе программы является передача данных в приложение Microsoft Excel для их обработки. Для этого необходимо войти в режим репортинга (нажать на стрелочку справа от кнопки с изображением блокнотика и выбрать "Репортинг").

При первом запуске репортинга будет выведено окно для выбора файла, в который будет произведена выгрузка экспортируемых данных.

Во время работы программы и получения данных с контроллера процесс репортинга можно включать (приостанавливать) простым нажатием кнопки с изображением блокнотика.

Рассмотренная система прошла проверку в Сыктывкарском лесопромышленном комплексе: с ее помощью испытали на прочность рамы двух типов — жесткую и шарнирно сочлененную. При этом было установлено, что для условий Республики Коми целесообразно использовать лесовозные АТС с шарнирно сочлененными рамами. Кроме того, испытания показали, что данная система может играть роль инструмента для диагностирования состояния рам: при наличии трещин в лонжеронах (а их, как правило, под слоем краски обнаружить не удается) сигналы тензометрических датчиков резко возрастают.

УДК 629.014.17

Определение усилий в поворотно-сцепном устройстве плавающих двухзвенных транспортеров при складывании их звеньев в горизонтальной плоскости

Д-р техн. наук А.П. СТЕПАНОВ, кандидаты техн. наук Б.Е. ЕРМАКОВ и С.В. ЗАЙЦЕВ

МАДИ (ГТУ)

В статье предлагается методика расчета вертикального шарнира поворотно-сцепного устройства плавающих двухзвенных транспортеров. Рассмотрена динамика поворота звеньев транспортера и ее особенности.

Ключевые слова: поворотно-сцепное устройство, двухзвенный транспортер, плавающая машина.

Stepanov A.P., Ermakov B.E., Zaitsev S.V.

EVALUATION OF THE EFFORTS OF THE ROTARY DRAG-BAR OF TWO SEPARATED SECTIONS TRACKED AMPHIBIANS WITH TURNING OF THEIR SECTIONS IN HORIZONTAL PLANE

The article deals with a way of the evaluation of the vertical hinge effort of two separated sections amphibian carriers. It shows the dynamics of the carriers section turn and its characteristics.

Key words: rotary drag-bar, two separated sections carriers, amphibian carriers.

Унифицированное семейство отечественных двухзвенных гусеничных, плавающих (ДТ-5ПЯ, ДТ-10ПМ, ДТ-30ПМ и др.) и неплавающих (ДТ-10, ДТ-20, ДТ-30 и др.) транспортеров предназначено для работы в условиях Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока на грунтах с низкой несущей способностью (болото, снежная целина, бездорожье, пересеченная лесистая местность и т. д.) при температуре окружающей среды от 313 К (40 °С) до 223 К (−50 °С). Все они оснащены унифицированным же поворотно-сцепным устройством (ПСУ), с помощью которого осуществляется их поворот как на воде, так и на суше. Типичный представитель данного семейства — плавающий двухзвенный ДТ-30П. Он состоит (рис. 1) из ведущего (первого) звена *1* с расположенной в нем силовой установкой, прицепного (второго) звена *2*, которые соединены между собой поворотно-сцепным устройством *3*, служащим, кроме того, для размещения в нем карданной передачи привода второго звена.

Изменение положения звеньев относительно друг друга в горизонтальной и вертикальной плоскостях обеспечивается четырьмя гидроцилиндрами, тоже ус-

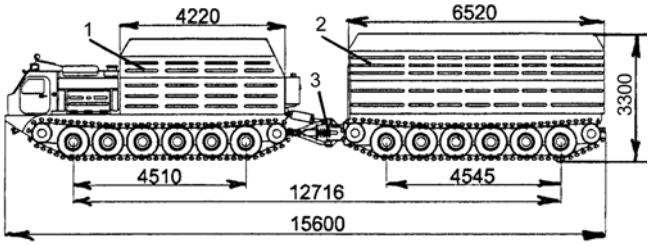

Рис. 1. Транспортер ДТ-30П:
1 — ведущее (первое) звено; *2* — ведомое (второе) звено; *3* — поворотно-сцепное устройство

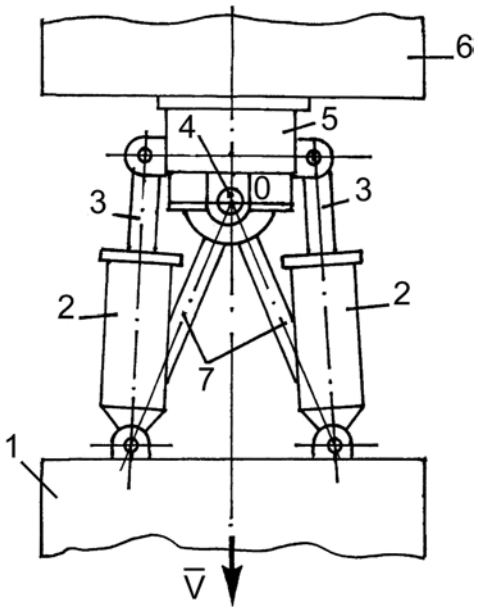

Рис. 2. Схема поворотно-сцепного устройства:
1 — ведущее (первое) звено; *2* — гидроцилиндры; *3* — штоки гидроцилиндров; *4* — вертикальный цилиндрический шарнир; *5* — труба; *6* — ведомое (второе) звено; *7* — жесткие тяги

тановленными на ПСУ. При этом максимальный относительный угол φ_{max} поворота звеньев ДТ-30П в горизонтальной плоскости соответствует формуле № 1 (см. таблицу).

Схема ПСУ транспортера ДТ-30П приведена на рис. 2. В нее, как видим, входит труба *5*, которая жестко крепится ко второму звену *6*. К ней приварены проушины для шарнирного крепления штоков *3* гидроцилиндров *2*, а также вертикальный цилиндрический шарнир *4*, относительно которого с помощью жестких тяг *7* может осуществляться поворот первого звена. Гидроцилиндры (их два) крепятся к первому звену тоже через цилиндрические шарниры. Звенья транспортера поворачиваются относительно друг друга путем перемещения штоков *3* гидроцилиндров в разных направлениях за счет изменения давления *p* жидкости (p_{max} = 16 МПа, или 160 кгс/см^2).

Кинематическая схема поворота звеньев относительно шарнира (точки 0) в положении, когда первое звено повернулось на угол φ_1, а второе — на угол φ_2, показана на рис. 3. Тогда для определения перемещений (Δ_1 и Δ_2) штоков гидроцилиндров предназначены формулы № 2.

Учитывая, далее, что $\Delta_{1п}$ и $\Delta_{1л}$ — перемещения масс $m_ц$ гидроцилиндров, а $\Delta_{2п}$ и $\Delta_{2л}$ — масс $m_п$ поршней вместе со штоками, эти перемещения можно описать дифференциальными уравнениями, выраженными формулами № 3.

Исходя из рис. 3, поворачивающие моменты звеньев в общем случае можно представить формулами № 4. Однако если учесть, что численные значения $m_ц$ и $m_п$ по сравнению с давлением $p = p(t)$ в гидроцилиндре незначительны, то эти формулы можно записать в виде формул № 5.

Геометрические параметры ПСУ транспортера ДТ-30П следующие: a_1 = 0,82 м, a_2 = 0,18 м, b_1 = 0,86 м, b_2 = 0,68 м, $\angle A_1OB_1 = \angle A_2OB_2 = 90°$, $OB_1 = r = \sqrt{a_2^2 + 0{,}25b_2^2}$ = 0,385 м, $OA_1 = R = \sqrt{a_1^2 + 0{,}25b_1^2}$ = 0,926 м, $tg\alpha_1 = \frac{2a_1}{b_1}$ = 1,907, α_1 = 62,3°, $tg\alpha_2 = \frac{2a_2}{b_2}$ = 0,529, α_2 = 28°, тогда формулы № 5 преобразуются в формулы № 6.

Как показала практика, возрастание давления $p(t)$ жидкости в гидроцилиндре по времени отражает рис. 4. При этом участок *OA* кривой дает величину давления, затраченного на преодоление сил трения скольжения поршня о стенки гидроцилиндра. Аппроксимация этой кривой соответствует формуле № 7. Значит, формулы № 6 можно записать в виде формул № 8.

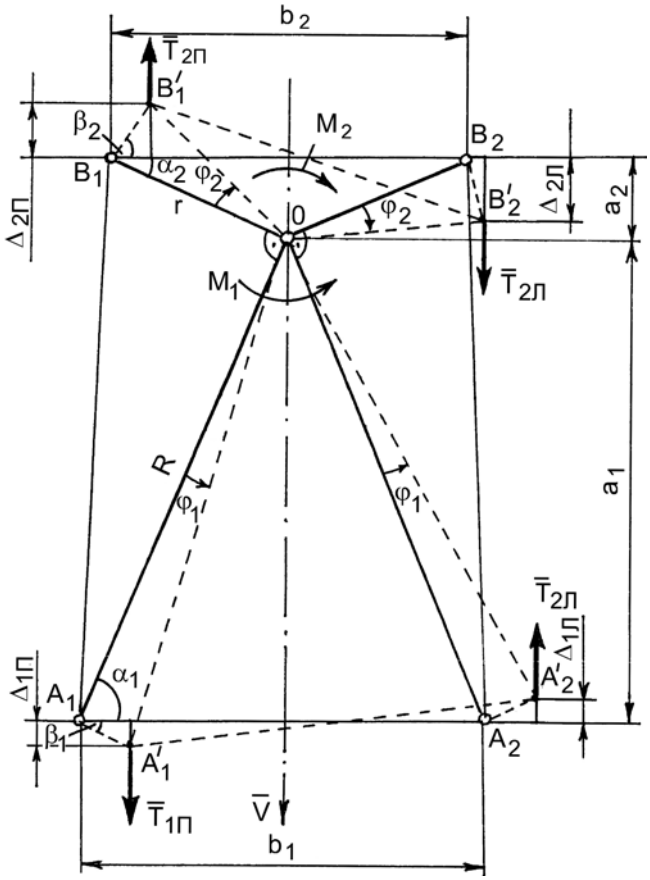

Рис. 3. Кинематическая схема поворота звеньев относительно шарнира

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\varphi_{max} = \varphi_1 + \varphi_2 \leqslant 32°$	φ_1, φ_2 — соответственно углы поворота первого и второго звеньев
2	$\Delta_{1(л,п)} = \frac{1}{2} b_1\varphi_1 \pm \frac{1}{2} a_1\varphi_1^2$; $\Delta_{2(л,п)} = \frac{1}{2} b_2\varphi_2 \pm \frac{1}{2} a_2\varphi_2^2$	Индексы "л" и "п" обозначают левую или правую сторону транспортера по ходу; в формулах принято: $\sin\frac{\varphi_i}{2} \approx \frac{1}{2}\varphi_i$, $\cos\frac{\varphi_i}{2} \approx 1$
3	$m_ц\ddot{\Delta}_{1п} = F_p - T_{1п}$; $m_ц\ddot{\Delta}_{1л} = F_p' - T_{1л}$; $m_п\ddot{\Delta}_{2п} = F_p - T_{2п}$; $m_п\ddot{\Delta}_{2л} = F_p' - T_{2л}$	$F_p = \frac{1}{4}\pi d_п^2 p(t)$ — силы давления, действующие на шарниры A_1 и B_1 со стороны нижней камеры гидроцилиндра; $F'_p = \frac{1}{4}\pi(d_п^2 - d_ш^2)p(t)$ — силы давления, действующие на шарниры B_2 и A_2 со стороны верхней камеры гидроцилиндра; $d_п = 0{,}18$ м — диаметр поршня; $d_ш = 0{,}06$ м — диаметр штока поршня; T_i — сила в штоке гидроцилиндра
4	$M_1 = T_{1п}\left(\frac{b_1}{2} - R\varphi_1\cos\beta_1\right) + T_{1л}\left(\frac{b_1}{2} + R\varphi_1\cos\beta_1\right) = \frac{b_1(T_{1п} + T_{1л})}{2} + (T_{1л} - T_{1п})R\varphi_1\cos\beta_1$; $M_2 = \frac{b_2(T_{2п} + T_{2л})}{2} + (T_{2л} - T_{2п})r\varphi_2\cos\beta_2$	$\cos\beta_1 = \sin\left(\alpha_1 + \frac{1}{2}\varphi_1\right)$; $\cos\beta_2 = \sin\left(\alpha_1 + \frac{1}{2}\varphi_2\right)$
5	$M_1 = \frac{\pi p(t)\left[b_1(2d_п^2 - d_ш^2) + 2d_ш^2 R\varphi_1\sin\left(\alpha_1 + \frac{1}{2}\varphi_1\right)\right]}{8}$; $M_2 = \frac{\pi p(t)\left[b_2(2d_п^2 - d_ш^2) + 2d_ш^2 r\varphi_2\sin\left(\alpha_2 + \frac{1}{2}\varphi_2\right)\right]}{8}$	–
6	$M_1 = p(t)\left[0{,}02 + 0{,}0026\varphi_1\sin\left(1{,}09 + \frac{1}{2}\varphi_1\right)\right]$; $M_2 = p(t)\left[0{,}016 + 0{,}0011\varphi_2\sin\left(0{,}49 + \frac{1}{2}\varphi_2\right)\right]$	–
7	$p = (2 - 0{,}67t + 1{,}78t^2)\cdot 10^6$	t — время
8	$M_1 = \left[0{,}02 + 0{,}0026\varphi_1\sin\left(1{,}09 + \frac{\varphi_1}{2}\right)\right](2 - 0{,}67t + 1{,}78t^2)\cdot 10^6$; $M_2 = \left[0{,}016 + 0{,}0011\varphi_2\sin\left(0{,}49 + \frac{1}{2}\varphi_2\right)\right](2 - 0{,}67t + 1{,}78t^2)\cdot 10^6$	–
9	$J_{ci} = m(L^2 + B^2)/12$	m — полная масса звена; L — длина звена; B — ширина звена
10	$J_i = J_{ci} + m_i d_i^2$	–
11	$M_1^ф = J_{c1}\ddot{\varphi}_1$	–
12	$R_{1\tau}^ф = m_1 a_1^\tau = m_1 d_1\ddot{\varphi}_1$	–
13	$R_{1n}^ф = m_1 a_1^n = m_1 d_1\dot{\varphi}_1^2$	–
14	$R_{1c}^б = \mu_б v_{1б}^2$; $R_{2c}^б = \mu_б v_{2б}^2$	$\mu_б$ — коэффициент пропорциональности
15	$v_1 = \omega_1 a_0$	ω_1 — угловая скорость поворота звена
16	$v_2 = \frac{2}{3}\omega_1 L_1$	–
17	$v_{1б} = v_1 + v_2 = \frac{1}{3}\omega_1(3a_0 + 2L_1)$	–

№ формулы	Формула	Примечания
18	$X = \dfrac{9a_0L_1 + 8L_1^2}{6(3a_0 + 2L_1)}$	—
19	$r_1 = a_0 + X = \dfrac{18a_0^2 + 21a_0L_1 + 8L_1^2}{18a_0 + 12L_1}$	—
20	$v_{2б} = \dfrac{\omega_2(3b_0 + 2L_2)}{3}$	—
21	$r_2 = \dfrac{18b_0^2 + 21b_0L_2 + 8L_2^2}{18b_0 + 12L_2}$	—
22	$R_{1c}^{б} = 29{,}7\mu_б\dot{\varphi}_1^2;\quad R_{2c}^{б} = 23{,}1\mu_б\dot{\varphi}_2^2$	—
23	$R_{1c}^{б} = 5{,}35\cdot 10^4\dot{\varphi}_1^2;\quad R_{2c}^{б} = 4{,}16\dot{\varphi}_2^2$	—
24	$F_{1\mu} = 0{,}664\rho\sqrt{\upsilon l_g v_{1б}^3};\quad F_{2\mu} = 0{,}664\rho\sqrt{\upsilon l_g v_{2б}^3}$	$\rho = 10^3$ кг/м^3 — плотность воды; $\upsilon = \dfrac{\mu}{\rho} =$ $= 1{,}4$ м^2/с — кинематический коэффициент; $\mu \cong 14\cdot 10^{-4}$ нс/м^2 — динамический коэффициент вязкости воды при 283 К (10 °С)
25	$F_{1\mu} = 1{,}73\cdot 10^4\dot{\varphi}_1\sqrt{\dot{\varphi}_1};\quad F_{2\mu} = 1{,}44\cdot 10^4\dot{\varphi}_2\sqrt{\dot{\varphi}_2}$	—
26	$R_{1n}^{ф} - X'_1\cos\varphi - X'_2\sin\varphi = 0;\quad R_{1\tau}^{ф} + R_{1c}^{б} + F_{1\mu} - X_1'\sin\varphi + X_2'\cos\varphi = 0;$ $M_1 - R_{1\tau}^{ф}d_1 - R_{1c}^{б}r_1 - F_{1\mu}r_1 - M_1^{ф} = 0$	$X_1' = X_1$, $X_2' = X_2$ — составляющие реакции связи; $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$ — относительный угол складывания звеньев
27	$X_1 - R_{2n}^{ф} = 0;\ R_{2\tau}^{ф} + R_{2c}^{б} + F_{2\mu} - X_2 = 0;\ M_2 - R_{2\tau}^{ф}d_2 - R_{2c}^{б}r_2 - F_{2\mu}r_2 - M_2^{ф} = 0$	—
28	$\ddot{\varphi}_1 + 0{,}056\dot{\varphi}_1^2 + 0{,}1\dot{\varphi}_1\sqrt{\dot{\varphi}_1} = \left[0{,}02 + 0{,}002\varphi_1\sin\left(1{,}09 + \frac{1}{2}\varphi_1\right)\right](2{,}1 - 0{,}7t +$ $+ 1{,}87t^2);\ \ddot{\varphi}_2 = 0{,}076\dot{\varphi}_2^2 + 0{,}07\dot{\varphi}_2\sqrt{\dot{\varphi}_2} = \left[0{,}016 + 0{,}001\varphi_2\sin\left(0{,}49 +\right.\right.$ $\left.\left. + \frac{1}{2}\varphi_2\right)\right](3{,}67 - 1{,}23t + 3{,}27t^2)$	—
29	$X_1 = 1{,}1\cdot 10^5\dot{\varphi}_2^2;\ X_2 = (1{,}1\ddot{\varphi}_2 + 0{,}416\dot{\varphi}_2^2 + 0{,}144\dot{\varphi}_2\sqrt{\dot{\varphi}_2})\cdot 10^5;\ R_0 = \sqrt{X_1^2 + X_2^2}$	—
30	$\sigma = \dfrac{M_{max}}{W_X} \leqslant [\sigma]$	—
31	$d \geqslant \sqrt[3]{\dfrac{32M_{max}}{\pi[\sigma]}}$	—

Далее. Полные массы первого (m_1) и второго (m_2) звеньев одинаковые — $0{,}29\cdot 10^5$ кг, расстояния d_1 и d_2 от центров этих масс до шарнира сцепки — соответственно 5,28 и 3,8 м. Тогда моменты инерции каждого звена относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс, составят (формула № 9) $J_{c1} = 1{,}43\cdot 10^5$ кг·м^2 и $J_{c2} = 1{,}26\cdot 10^5$ кг·м^2, а моменты инерции звеньев относительно ПСУ (формула № 10) — $J_1 = 9{,}5\cdot 10^5$ кг·м^2 и $J_2 = 5{,}45\cdot 10^5$ кг·м^2.

Теперь расчленим систему двух звеньев в соединительном шарнире (точка 0) и рассмотрим отдельно каждое звено под действием активных сил, сил реакций связей и сил инерций (рис. 5). В итоге для первого звена получаем значения момента от сил инерций (формула № 11), равное $1{,}43\cdot 10^5\ddot{\varphi}$, Н·м; тангенциальной $R_{1y}^{ф}$ составляющей главного вектора сил инерций (формула № 12) — $1{,}53\cdot 10^5\ddot{\varphi}_1$ Н; нормальной составляющей $R_{1y}^{ф}$ главного вектора сил инерций (формула № 13) — $1{,}5\cdot 10^5\dot{\varphi}_1^2$ Н.

Точно так же для второго звена.

Подсчитываем значения $M_2^{ф} = (1{,}26\cdot 10^5\ddot{\varphi}_2$ Н·м); $R_{2y}^{ф} = (1{,}1\cdot 10^5\ddot{\varphi}_2$ Н); $R_{2n}^{ф} = (1{,}1\cdot 10^5\dot{\varphi}_2^2$ Н).

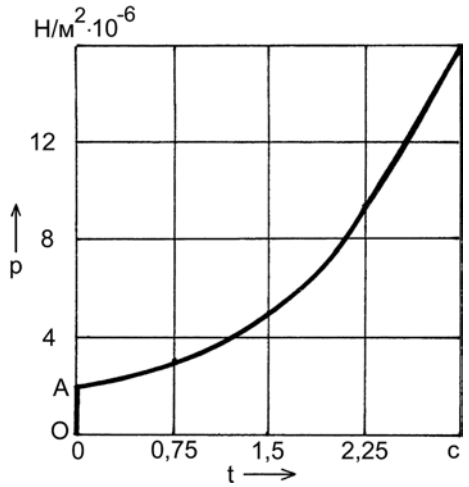

Рис. 4. Зависимость давления в гидроцилиндре от времени

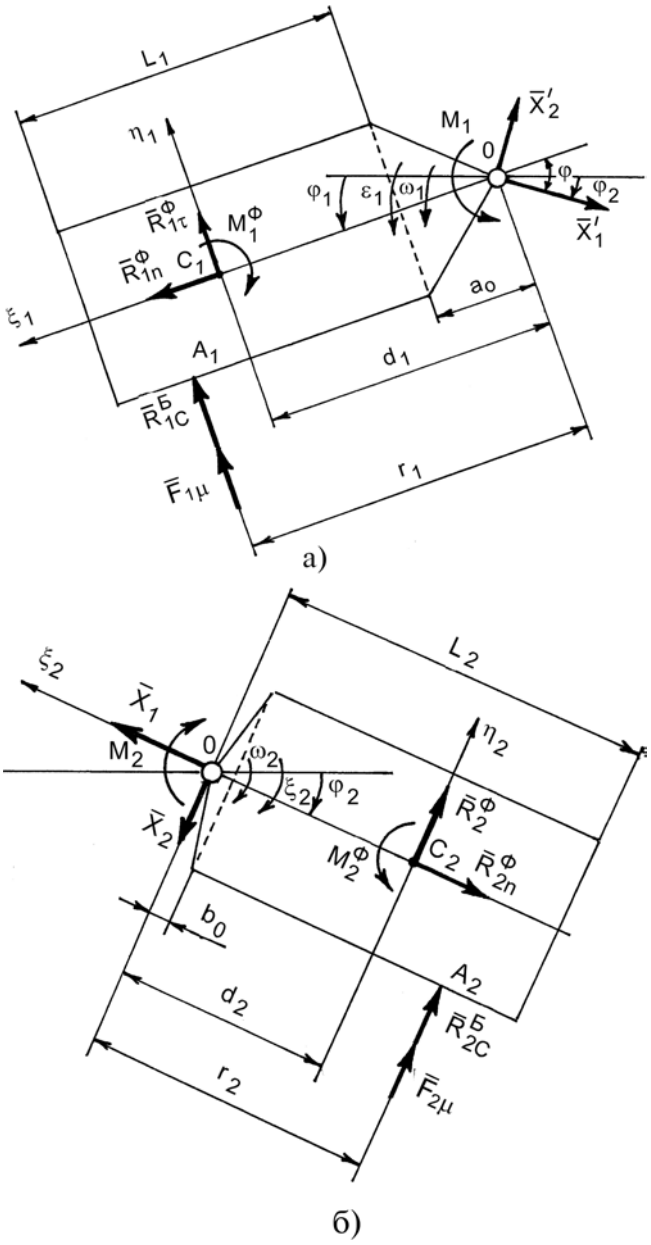

Рис. 5. Силовые схемы первого (а) и второго (б) звеньев

Боковые силы $R^{б}_{1c}$ и $R^{б}_{2c}$ сопротивления, действующие со стороны воды на боковую поверхность звеньев, примем пропорциональными квадрату скорости (формулы № 14).

Чтобы определить входящие в эти формулы $v_{1б}$, $v_{2б}$, а также расстояния r_1, r_2 (рис. 5, *а* и *б*), рассмотрим эпюру распределения скоростей (рис. 6) вдоль продольной оси звена при его повороте. Из эпюры следует, что скорость v_1 можно подсчитать по формуле № 15, скорость v_2 — по формуле № 16, а их координаты в осях XO_1 следующие: $X_1 = \frac{1}{2} L_1$; $X_2 = \frac{2}{3} L_1$. Равнодействующую $v_{1б}$ дает формула № 17, а координату X — формула № 18. Отсюда вытекает, что расстояние r_1 для первого звена можно определить по формуле № 19.

Значения $v_{2б}$ и r_2 подсчитываются соответственно по формулам № 20 и 21 и с учетом конструктивных размеров звеньев ДТ-30П (b = 0,45 м, a_o = 1,09 м, $L_1 = L_2 = 6{,}54$ м) следующие: $v_{1б} = 5{,}45\dot{\varphi}_1$, $v_{2б} = 4{,}81\dot{\varphi}_2$, r_1 = 5,23 м, r_2 = 4,7 м.

Силы $R^{б}_{1c}$ и $R^{б}_{2c}$ бокового сопротивления воды можно рассчитать по формулам № 22. При этом осредненное значение коэффициента μ пропорциональности, учитывающего остаточное сопротивление воды, желательно определять экспериментально, но его усредненное значение можно принять равным 1800 Нс^2/м^2. Тогда формулы № 21 приобретают вид формул № 23.

Силы $F_{1\mu}$ и $F_{2\mu}$, возникающие на смоченной поверхности днищ звеньев длиной l_g = 3 м, учитывают формулы № 24. Подставив в формулы № 24 значения ρ и ν, а также выражения для $v_б$, получаем формулы № 25.

Используя, далее, принцип Даламбера, запишем уравнения кинетостатики для первого (формула № 26) и второго (формула № 27) звеньев транспортера в собственных осях ($\xi_i C_i \eta_I$) координат.

С учетом численных значений J_1 и J_2 для ДТ-30П третьи уравнения, входящие в формулы № 26 и 27, определяют дифференциальные уравнения поворотов его звеньев относительно шарнира сцепки (формулы № 28). Результаты их решений приведены (с масштабными коэффициентами: μ_t = 0,028 с/мм, $\mu_{\varphi I}$ = 0,0054 рад./мм; $\mu_{\ddot{\varphi}_i}$ = 0,0054 с$^{-2}$/мм) на рис. 7.

Как видим, для первого звена (см. рис. 7, *а*) в конце периода времени τ = 2,5 с угол φ_1 поворота составит

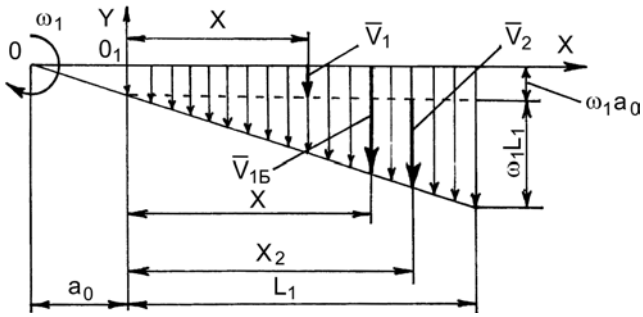

Рис. 6. Эпюра распределения скоростей вдоль продольной оси звена при его повороте

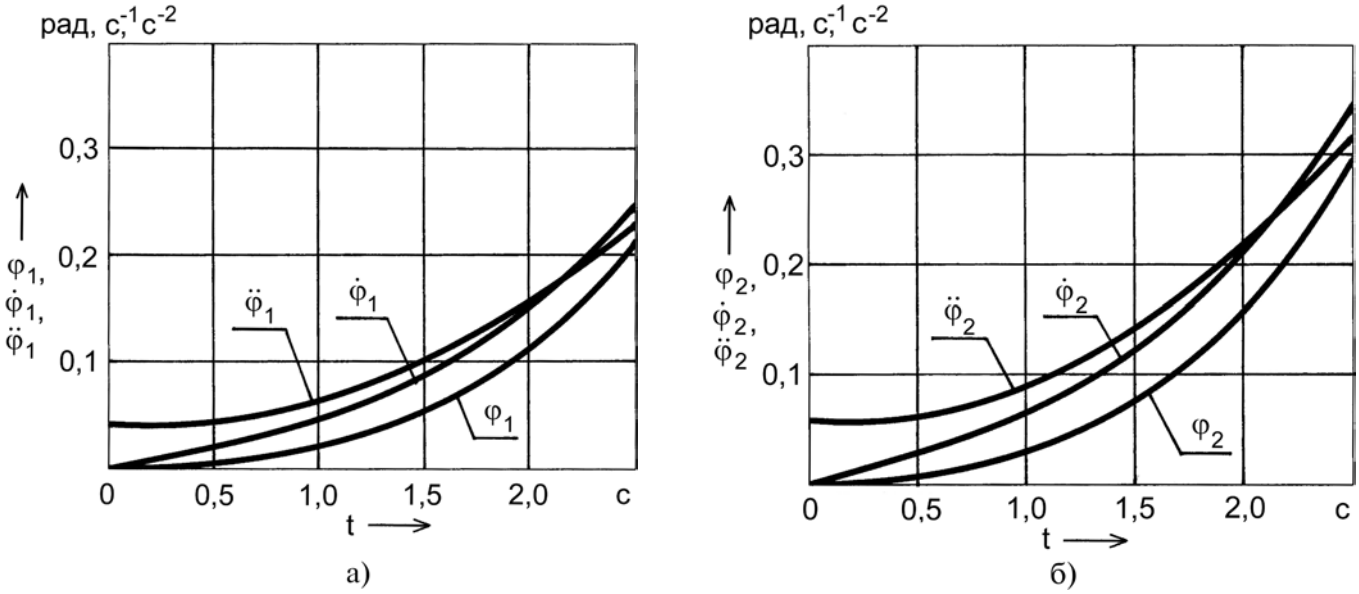

Рис. 7. Графическое отображение решения дифференциальных управлений № 28 для первого (а) и второго (б) звеньев

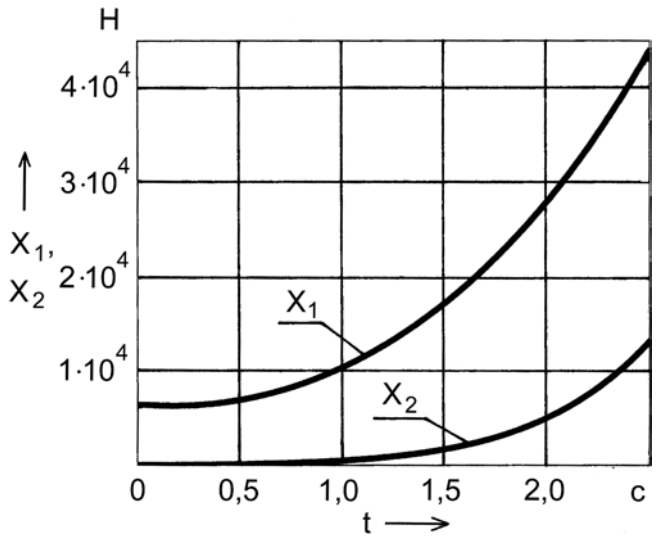

Рис. 8. Зависимости $X_1(t)$ и $X_2(t)$

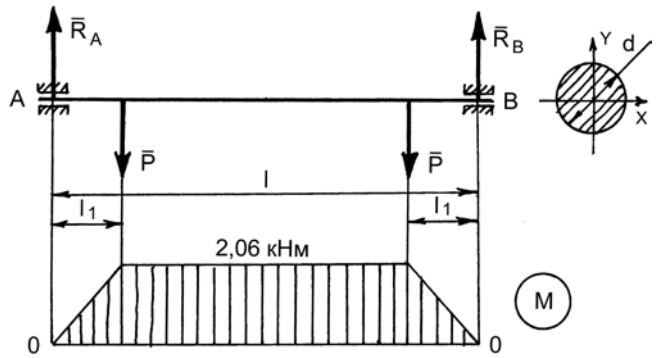

Рис. 9. Схема нагрузки шкворня поворотно-сцепного устройства

0,21 рад. (120°), угловая скорость $\dot{\varphi}_1(\tau) = 0{,}25$ с$^{-1}$, а угловое ускорение $\ddot{\varphi}_1(\tau) = 0{,}23$ с$^{-2}$; для второго звена (см рис. 7, *б*) за то же время $\varphi_2 = 0{,}29$ рад. (16,7°), $\dot{\varphi}_2(\tau) = 0{,}34$ с$^{-2}$, $\ddot{\varphi}_2(\tau) = 0{,}31$ с$^{-2}$. То есть $\varphi = 28{,}7°$.

Имея такое решение, по формулам № 29 можно найти реакции R_O в шарнире сцепки и ее составляющие X_1, X_2. Что и было сделано. (Полученные зависимости $X_1(t)$, $X_2(t)$ с масштабными коэффициентами: $\mu_{Xi} = 625$ Н/мм, $\mu_t = 0{,}029$ с/мм приведены на рис. 8.) При этом установлено, что в конце периода времени $\tau = 2{,}5$ с максимальные значения составляющих реакции в точке сцепки следующие: $X_{1\max} = 43{,}12$ кН; $X_{2\max} = 12{,}53$ кН, а $R_{O\max} \cong 45$ кН.

Шкворень ПСУ можно рассматривать как балку (рис. 9) круглого поперечного сечения (ее длина $l = 0{,}567$ м, размер $l_1 = 0{,}0915$ м), расположенную на двух (*A*, *B*) опорах, на которую воздействуют две силы, равные $P = \frac{1}{2} R_{O\max} = 22{,}5$ кН.

В этом случае реакции в опорах шкворня: $R_A = R_B = P = 22{,}5$ кН.

Из эпюры изгибающих моментов, размещенной на этом же рисунке, видно, что $M_{\max} = Pl_1 = 2{,}06$ кН · м.

Условие прочности такой балки на изгиб известно – формула № 30. Учитывая, что для стали $[\sigma] = 160$ МПа, или 1600 кгс/см^2, а момент W_X сопротивления круглого поперечного сечения равен $\frac{\pi d^3}{32}$, можно записать формулу № 31 для определения диаметра *d* вала под подшипник. Расчет по ней дает следующий результат: $d \geq 5{,}08$ см.

В конструкции ПСУ транспортера ДТ-30П этот диаметр равен 60 мм, что больше расчетного значения. Значит, надежная работа вала гарантирована.

УДК 658.511.5

"ФАСТПЛАНТ" — НОВОЕ ГИБКОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ЛИНИИ КОНЕЧНОЙ СБОРКИ

Р. ХОНЕМАНН

Компания "Дюрр"

Компания "Дюрр" разработала концепцию "ФАСтплант", которая, обеспечивая максимальную гибкость, способствует экономии средств и времени при построении и перемонтаже линий сборки. Ее суть — принцип модульности сборочных линий: несколько различных, заранее смонтированных стандартных модулей в нужном для конкретного цеха сочетании соединяются в одну линию. Так, чтобы можно было обойтись без потолочных подвесок и ям под фундаменты. Поэтому "ФАСтплант" отлично подходит как для установки новых, так и для переоборудования ранее смонтированных, а также пилотных линий.

Данная концепция — хорошо продуманная. Она построена на основе точного знания процессов сборки и необходимых для этого оборудования и технологий и реализуется с помощью собственных разработок компании — инновационных изделий. Таких, как система транспортировки с автоматическим управлением "ФАСматик", бесконтактная система передачи энергии и данных "ФАСмоушн" и подвесной конвейер "Твин троллей систем" (TTS), которые в целом образуют пакет высокоэффективных решений.

Каждый стандартный модуль обеспечивает один этап сборки и состоит из стальной конструкции, подвесного конвейера с параллелограммным подъемником, системы бесконтактного энергетического и информационного снабжения, а также освещения, элементов управления и дополнительной оснастки, отвечающей потребностям конкретного рабочего участка.

Таким образом, система "ФАСтплант" позволяет эффективно смонтировать комплексную линию конечной сборки, начиная с линии предварительной сборки и заканчивая финальным конвейером. Однако в случае необходимости ее можно, причем столь же успешно, использовать и для построения отдельных частей сборочных линий.

Очень важное свойство системы "ФАСтплант" — стандартизация. Она предоставляет многочисленные возможности для всех этапов жизненного цикла системы. Например, модульность на этапе проектирования позволяет упростить процессы технической разработки и оптимизировать планировку системы, а протестированные и заранее смонтированные модули обеспечивают беспроблемный и быстрый их монтаж. И поскольку "ФАСтплант" использует только один тип подъемно-транспортного оборудования, систему "Твин троллей систем", или, в качестве альтернативы, электрическую подвесную дорогу, то это значительно уменьшает общую техническую сложность и число используемых интерфейсов, упрощает координацию и минимизирует число технических проблем, а значит — экономит время и средства при вводе системы в эксплуатацию.

При задействовании системы "ФАСтплант" монтаж и наладка сборочной линии занимает, что многократно подтверждено опытом, всего лишь несколько дней. В частности, при перемонтаже и переналадке линии уровень ее автоматизации может быть изменен в любой момент и без особых затрат в результате простого добавления или изъятия одного или нескольких модулей. Даже перенос всей линии конечной сборки в другое место производства благодаря "ФАСтплант" становится не столько технической, сколько экономической опцией, что, очевидно, особенно важно в случае перебазирования сборки изделий на другие заводы (скажем, в Китай, Индию, Бразилию и другие страны). Возможность в короткие сроки и с приемлемыми затратами перенести линию в другое место минимизирует риски, связанные с закупкой необходимого оборудования.

Но система "ФАСтплант" имеет несомненные преимущества перед другими системами и там, где она уже действует. Например, позволяет перенести некоторые процессы с конца конвейера непосредственно на него. В частности, регулировать ходовую часть автомобиля в подвешенном его состоянии.

Линия, выполненная в соответствии с разработанной концепцией, как уже упоминалось, состоит из стандартных модулей, которые поставляются с интегрированными стальными конструкциями, коридорами технического обслуживания, подъемно-транспортной техникой, подвесными элементами, пневматической сетью и сетью электроснабжения, а также с системой освещения и элементами управления, которые могут комбинироваться по желанию заказчика. При этом базовый модуль используется для монтажных работ, для которых не требуется никаких специальных манипуляторов; он оснащается различными приспособлениями — в зависимости от того, что необходимо в каждом конкретном случае для оборудования рабочего места (например, тележками для инструментов или полками). Кроме того, базовый модуль можно также использовать и для обслуживания участков без рабочих мест (транспортирование). Причем в этом случае не требуется инсталляция пунктов снабжения.

Второй модуль — расширенный рабочий. Он, в отличие от базового, имеет на высоте 4 м рельс, вдоль которого с обеих сторон помещаются манипуляторы и может быть оборудован для решения различных задач производственного процесса — вплоть до заполнения емкостей рабочими средами.

Рабочий модуль дополнен модулем поворотным, позволяющим свободное построение линии.

Все модули привинчиваются напрямую к полу; переход между ними точно согласован и поэтому не требует использования промежуточных элементов. Наконец, все модули — самонесущие, что обеспечивает независимость линии от статики здания.

Энергетическое и информационное снабжение в системе "ФАСтплант" построено по принципу бесконтактности, что позволяет обеспечивать данными и энергией большое число транспортных блоков, сохраняя при этом высокую скорость транспортирования. За счет использования такого метода передачи, например, к кузову автомобиля, контроль электроники возможен уже на ранних этапах сборки, причем независимо от уровня заряда батарей. Объем передачи данных (до 54 Мбит/с) дает возможность, кроме того, выполнять на тех же ранних этапах сборки комплексные операции управления и процессы контроля — такие, как упоминавшееся выше регулирование ходовой части в подвешенном состоянии и др. При этом благодаря использованию подвесных крюков интегрированного подвесного транспортера TTS исчезает надобность в устройстве ям.

В линию "ФАСтплант" легко встраиваются напольные транспортеры. Так, в качестве ленточного транспортера, на котором одновременно перемещаются и рабочие, "Дюрр ФАС" использует гусеничный транспортер шириной 4000 и высотой 220 мм. Чтобы сбалансировать высоту ленты и избежать опасности для рабочих во время сборки, в соответствующих зонах линии на высоте 220 мм по обе стороны транспортера устанавливается рабочая площадка. Подобным же образом оборудуются и передвижные платформы.

Напольная транспортная система обеспечивает максимальную эффективность при проведении наиболее сложного процесса — окончательной сборки, или "свадьбы": автоматически управляемые транспортировочные устройства перемещаются на уровне пола в соответствии с предварительно запрограммированным маршрутом и вводятся сбоку в линию. Благодаря такому решению складские машины (например, вилочные погрузчики) могут без преград в любой момент пересечь линию маршрута транспортировочных устройств.

Преимущества в издержках при использовании концепции "ФАСтплант" проявляются уже с первой инвестиции. Короткие сроки монтажа (реализованные проекты показали, что между заказом и началом производства проходит ~12 недель), применение стандартных модулей и короткое время контроля дают значительную экономию средств. Причем эти преимущества ощущаются не только в проектах, которые создавались "с нуля", но и при реконструкции и модернизации производства, что подтверждено многими фактами. И прежде всего — результатами исследований, выполненных самой компанией "Дюрр". Так, они показали, что все варианты системы "ФАСтплант", выпущенные за последние семь лет, если их сравнивать с традиционными сборочными линиями, например, с точки зрения организации новой линии или перебазирования завода, безусловно, выигрывают.

Эти результаты довольно убедительны, поскольку в качестве объекта исследования был взят один и тот же типизированный сборочный автозавод и учитывались одни и те же носители затрат — стандартизированные технологические операции, перевод оборудования на рабочий режим и его поддержание в рабочем состоянии, рабочие процессы и т. п. Другими словами, у системы "ФАСтплант" меньше расходы на ее создание и ввод в строй. Меньше у нее и эксплуатационные расходы, а эксплуатационная готовность выше, что объясняется ее низкой технической сложностью и, соответственно, более простыми способами выявления и устранения ошибок.

Высоким потенциалом экономии средств обладает также и область рабочих процессов. Например, если при обычных линиях коррекция процессов всегда связана с большими затратами времени, труда, материальных и финансовых ресурсов, то модульная концепция делает ее рентабельной. Причем в отношении не каких-то отдельных, а любых процессов — будь то коррекция очередности этапов сборки, адаптация установок за счет добавления новых элементов в случае рестайлинга и т. д. Но еще более очевидны экономические преимущества системы при постановке на производство усовершенствованных и новых моделей: "ФАСтплант" позволяет переместить одну или несколько рабочих зон, ввести новые процессы без больших затрат времени и средств. Кроме того, сборочная линия может быть без проблем удлинена или укорочена, а уровень ее автоматизация может быть изменен как сразу, так и в любое другое, удобное для автозавода время.

Концерн "ДаймлерКрайслер" был первым клиентом, воспользовавшимся преимуществами модульной концепции конечной сборки. В марте 2005 г. в течение всего лишь трех недель в испытательном цехе его завода в Зиндельфингене были смонтированы модули "ФАСтплант" пилотной сборочной линии, которую "ДаймлерКрайслер" использовал для стандартизации этапов сборки и обеспечения бесперебойности и эффективности сборочных процессов. В декабре 2005 г. проект "стандартная сборка" был завершен.

Естественно, испытательный цех нужно было освободить для других целей, и на это потребовалось всего три недели: линия была размонтирована, снова смонтирована и начала работать в сборочном цехе завода в Зиндельфингене.

Потом руководство "ДаймлерКрайслер" приняло решение перебазировать линию второй раз, причем с промежуточной остановкой: в начале июля 2007 г. линию демонтировали и до февраля 2008 г. по каким-то причинам продержали на складе, а в марте 2008 г. модули смонтировали в третий раз. И опять с тем же успехом.

На сегодняшний день с системой "ФАСтплант" работают еще семь автозаводов. В том числе завод фирмы "Тойота" в Валенсьенне (Франция), БМВ — в Ченнаи (Индия), "Форд" — в Кельне (Германия) и Санкт-Петербурге (Россия), "Северстальавто" — в Елабуге (Россия). С октября 2006 г. эту систему стала использовать фирма "Ауди" для производства нового спорткара "Ауди Р8" (завод в Некарсульме).

Концепция модульной конечной сборки нашла применение и в крупносерийном производстве: "Дюрр" оборудовала линию сборки для "Дженерал Моторз" в Мексике, рассчитанную на выпуск 42 автомобилей в час с перспективой его увеличения до 67 автомобилей в час.

У концепции "ФАСтплант" есть и еще одно достоинство: она формирует новый образ мышления в среде производителей. Например, они уже оценили возможности варьируемого процесса производства, поняли, что можно начать с малой линии и при необходимости постепенно увеличивать ее или, наоборот, уменьшать. Поняли и то, что данная концепция — ответ на актуальные ныне и будущие требования взыскательного рынка. Обеспечивая гибкость производственного процесса в подлинном смысле этого слова, она в значительной мере способствует снижению расходов и повышению конкурентоспособности предприятия.

Технология "ДюраСеал" фирмы "Гудйир" получила награду "Продукт года—2009" Немецкой ассоциации производителей изделий из резины в категории продукции из эластомеров.

Данная технология является частью проекта "Макс Технолоджи ДюраСеал", применяется в грузовых шинах "Омнитрак" и предназначена для транспортных средств, занятых в таких индустриях, как строительство и утилизация промышленных отходов. Под протектором шин находится дополнительный слой гелеобразного резинового герметика желтого цвета. В случае прокола он заполняет образовавшееся отверстие и изолирует его. Герметик, который также восстанавливает герметичность шины при удалении проколовшего его предмета (например, гвоздя), подходит для многократного использования и способен изолировать отверстия диаметром до 6 мм. Благодаря этой технологии транспортные средства могут не просто продолжать движение с проколотой шиной, а полноценно эксплуатироваться до того момента, когда потребуется восстановление протектора шин.

Особенно часто проколы шин случаются у транспортных средств, используемых в строительстве и утилизации промышленных отходов, что приводит к значительным финансовым потерям от вынужденного простоя во время ремонта. Разработав технологию "ДюраСеал", компания "Гудйир" разрешила эту проблему.

●

Коротко о разном

На внутреннем рынке Южной Кореи началась продажи первого серийного гибридного автомобиля "Хёндэ" — модели "Элантра LPI Гибрид", оснащенной литий-ионными полимерными аккумуляторными батареями и двигателем, работающем на сжиженном газе.

И сразу же наметился ажиотажный спрос на новинку: за две недели до начала продаж в компанию уже поступило более 1000 предварительных заказов. Причем потенциальные покупатели гибридной "Элантры" принадлежат к различным возрастным группам (11 % — 20—29 лет; 26 % — 30—39 лет; 27 % — 40—49 лет; 25 % — 50—59 лет и 11 % — 60 лет и старше), что говорит об общенациональном интересе к новой модели. А тот факт, что свыше 50 % всех заказов поступило от граждан Кореи старше 40 лет, свидетельствует об увеличении интереса к технологиям, позволяющим оптимизировать расход топлива и уменьшить вредные выбросы в окружающую среду.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шибаков В.Г., Швеёва Е.И. — Информационные технологии как инструмент управления маркетингом на предприятии . . . 1
Кириллова Л.М. — Уровни развития муниципального пассажирского автомобильного транспорта в России и США . . . 3
АСМ-факты . . . 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Карманов К.Н. — Троллейбус ЛиАЗ-5280 . . . 6
Крохотин Ю.М. — Получение стабильных запальных доз дизельного топлива с помощью электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы . . . 7
Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Сафранков Е.Н., Кукишев А.В. — Интеллектуальная система бортового диагностирования автомобильных дизелей . . . 11
Иванов С.Н. — Колебания и вибрации трансмиссий автомобилей . . . 14
Трояновская И.П. — Ошибки при описании силового взаимодействия колеса с опорной поверхностью на повороте . . . 17
Сливинский Е.В. — Конструкции, повышающие надежность и ремонтопригодность несущих систем автомобильных полуприцепов . . . 20

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Малкин В.С., Епишкин В.Е. — Эффективный метод диагностирования усталостных разрушений деталей автомобиля . . . 22
Разговоров К.И. — Методика прогнозирования объемов работ по ТО и ТР автобусов в регионах . . . 25
Петров В.В. — Повышение пропускной способности городской дорожной сети . . . 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Лукьянов К.Ю. — Новый способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при суперфинишировании . . . 28
Кульминский А.Ф., Андронов А.В., Лисицкий С.В., Лось А.Я., Соколов А.С., Цыпанов А.Г. — Автоматизированная измерительная система для дорожных испытаний рам лесовозных АТС . . . 31
Степанов А.П., Ермаков Б.Е., Зайцев С.В. — Определение усилий в поворотно-сцепном устройстве плавающих двухзвенных транспортеров при складывании их звеньев в горизонтальной плоскости . . . 32

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Хонеманн Р. — ФАСтплант» — новое гибкое решение для линии конечной сборки . . . 38
Коротко о разном . . . 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

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

Корректор Т.В. Пчелкина
Сдано в набор 02.05.2009. Подписано в печать 15.07.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,99. Зак. 585.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО "Издательство Машиностроение"
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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