ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629/113/.115

Отечественное автомобилестроение в 2006 году

В.И. Пашков

ОАО "АСМ-холдинг"

С 2001 г. производство автомобилей в мире неуклонно растет, причем в последние годы выпуск увеличивался в среднем на 2 млн. Сохранилась эта тенденция и в 2006 г., за который их было изготовлено ~70 млн, что на 5 % превосходит показатель 2005 г. В России же автомобильная промышленность развивалась в отчетном году вдвое более высокими темпами, чем среднемировые. Легковых, грузовых автомобилей и автобусов в 2006 г. изготовлено 1 498 149, или на 10,8 % больше, чем 2005 г.

Особенно высокие показатели отмечены в секторе производства **грузовых автомобилей,** что отражает изменение конъюнктуры на рынке коммерческих автомобилей в связи с общим развитием экономики страны. Особенно продуктивно предприятия работали во втором полугодии, когда среднемесячный выпуск грузовиков составил 22 500 ед. (против 18 810 ед. во втором полугодии 2005 г.). В целом за 2006 г. в стране изготовлено 247 606 грузовых автомобилей, что на 20 % больше, чем в 2005 г. При этом предприятия отгрузили для реализации более 249 тыс. автомобилей (+18,8 % к уровню 2005 г.), т. е. объем отгрузки составил 100,5 % к объему производства.

ГАЗ изготовил более 144 тыс. грузовых автомобилей, или на 14,2 % больше, чем в 2005 г. Это составило 58 % общего выпуска грузовиков в России. Производство малотоннажных автомобилей нижегородцы увеличили на 14,5 %, среднетоннажных — на 12,8 %, в том числе ГАЗ-3310 "Валдай" — в 2,57 раза. Несколько возрос выпуск малотоннажных автомобилей на УАЗе (+1,4 %) и "ИжАвто" (+69,9 %). К сожалению, не изменилась к лучшему ситуация в АМО "ЗИЛ", здесь изготовили грузовых автомобилей на 8,3 % меньше чем в 2005 г., в особенности большие потери имели место в производстве автомобилей семейства "Бычок" (−40,9 %).

Устойчиво работали в 2006 г. предприятия по выпуску большегрузных автомобилей. Так, КамАЗ изготовил 42 836 автомобилей (+33,9 %), АЗ "Урал" увеличил производство на 29,3 %, БАЗ — на 67,3 %. Вырос выпуск иностранных большегрузных моделей: в ЗАО "ВТС Зеленоград" ("Вольво") на 9,7 % и в ООО "ИВЕКО-УралАЗ" — более чем в 1,5 раза.

В целом производство грузовых автомобилей зарубежных фирм на территории России в 2006 г. выросло до 8937 ед. (в 3,03 раза по сравнению с 2005 г.), что к общему выпуску составило 3,6 % (в 2005 г. — 1,4 %). В частности, в ЗАО "Автомобили и моторы Урала" ("Амур") на 60 % выросло производство моделей индийской фирмы ТАТА, в ЗАО "Автотор" — более чем в 17 раз разных моделей китайских фирм; однако основной вклад внес ТагАЗ, где выпуск малотоннажника "Хёндэ Портер" выросло в 2006 г. более чем в 3 раза — до 7162 ед. (80 % всех собранных в России грузовых автомобилей зарубежных моделей).

Успешная работа в 2006 г. всего грузового сектора автомобилестроения красноречиво показала: "промышленная сборка" далеко не единственно возможный способ развития российской автомобильной промышленности. Важнейшую роль здесь сыграла политика государства, выразившаяся в совершенствовании налогового законодательства, поддержке предприятий-экспортеров (возмещение части затрат на уплату процентов по кредитам), формировании заказов на изготовление специальной продукции, в том числе в рамках социальных программ, поддержке ряда проектов по удовлетворению отечественной автомобильной техникой высоких экологических требований. Аналогичные меры способствовали поддержанию стабильности и в секторе автобусостроения.

Наиболее высокие показатели производства **автобусов** в России имели место в период 1996—2003 гг., за который выпуск автобусов увеличился с 35 до 76,5 тыс., т. е. в 2,17 раза; средний ежегодный индекс производства в эти годы составил 1,17, а абсолютный годовой прирост — 6000 автобусов. Одновременно происходило изменение структуры выпуска автобусов в соответствии с требованием рыночной экономики (более 90 % — автобусы малого и особо малого классов). К 2003 г. струк-

тура и объем выпуска автобусов в стране, очевидно, приблизились к своим оптимальным параметрам. Произошла стабилизация структуры выпуска, и в 2004—2006 гг. индексы производства резко снизились. Так, за последние четыре года выпуск автобусов увеличился всего на 4,6 % (примерно на 1,2 % в год). За 2006 г. всего было изготовлено 79 665 автобусов, что на 1,2 % больше, чем в 2005 г.

ГАЗ, основной отечественный изготовитель автобусов особо малого класса, изготовил их в 2006 г. 39 520 ед., (+6,5 %), а на УАЗе производство микроавтобусов снизилось на 23,3 %. В классе малых автобусов увеличился выпуск на ЗИЛе (+27,3 %), КАвЗе (+44,3 %) и ПАЗе (+3,6 %). Надо сказать, что на всех предприятиях холдинга "Русские Автобусы" в 2006 г. наблюдался рост производства. Здесь изготовлено 21 056 автобусов всех типов и классов (+12,9 %, в том числе: на ПАЗе — на 3,6 %, ЛиАЗе — на 20,5 %, ГолАЗе — в 2 раза, КАвЗе — на 53,6 %). Выпуск вахтовых автобусов на 33 % вырос на автомобильном заводе "Урал". Существенный прирост производства обеспечили в 2006 г. предприятия, специализирующиеся на выпуске автобусов большого и особо большого классов: ВАП "Волжанин" (+60 %), НефАЗ (+14 %), "Мичуринский автобус" (+75 %), а также совместное предприятие "Скания-Питер" (+24 %).

Автобусов иностранных моделей собрано 522 ед., что к общему объему производства автобусов в России составляет лишь 0,66 %.

Выпуск троллейбусов за истекший год в России снизился на 35,3 %.

Легковых автомобилей в 2006 г. с конвейеров российских автозаводов сошло 1 173 624 (+9,8 %), что является рекордным показателем с 1990 г. Фактически же мощности российских автомобильных заводов (с учетом вновь созданных сборочных производств) позволяют выпускать 1300—1400 тыс. легковых автомобилей в год, поэтому при условии сохранения спроса ожидается дальнейший рост их выпуска в 2007—2008 гг. Однако, анализируя состояние дел на предприятиях, производящих российские модели легковых автомобилей, нужно отметить, что их выпущено в 2006 г. на 13 598 шт. (на 8,5 %) меньше, чем в 2005 г.

Для реализации в 2006 г. было отгружено легковых автомобилей на 8,6 % больше, чем в 2005 г.; причем объем отгрузки составил 98,5 % к объему производства.

В условиях ужесточающейся конкуренции зарубежными фирмами и сборочными производствами внутри страны Волжский автозавод в 2006 г. смог в полной мере реализовать свои возможности и выпустил 765 627 легковых автомобилей (+ 6,1 %), что составило 65,2 % общего числа легковых автомобилей, произведенных в России(в 2005 г. — 67,1 %). При этом почти 100 тыс. автомобилей (на 2,7 % больше, чем в 2005 г.) было экспортировано; на 3,2 % увеличилось производство автомобилей классической компоновки, на 13,5 % — автомобилей семейства "Нива", в 4,2 раза — автомобилей семейства "Калина" (изготовлено 76 тыс., или 10 % общего выпуска автомобилей ВАЗ); сократилось производство автомобилей семейства ВАЗ-2110 (на 7,9 %) и "Самара-2" (на 3,1 %). С двигателями, соответствующими нормам "Евро-4", изготовлено 12 тыс. автомобилей разных моделей.

ГАЗ в целом сохраняет уровень производства автомобилей семейства "Волга" (изготовлено 51 700 ед., что лишь на 0,3 % меньше, чем в 2005 г.). Сменивший собственника челнинский Завод малолитражных автомобилей, выпустил легковых автомобилей на 20 тыс. меньше, чем в 2005 г., что связано с прекращением производства автомобиля ВАЗ-11113 и переходом на сборку автомобилей "Киа" моделей "Саньён Рекстоун" и "Кирон", которых за весь 2006 г. выпущено лишь 4528 ед.. На 2,1 % снизил выпуск внедорожников УАЗ, почти вдвое (до 9372 шт.) увеличивший при этом выпуск новой (и более дорогой) модели УАЗ-3163. Сохранивший выпуск социально значимых автомобилей семейства "Ока" Серпуховский автозавод изготовил их в 2006 г. 11 338, что на 12,5 % меньше, чем в 2005 г., и обусловлено это как временной остановкой производства из-за проблемы с вазовским двигателем, так и подорожанием автомобиля в результате перехода на комплектацию более дорогим китайским двигателем. ОАО "ИжАвто", наряду с наращиванием производства автомобиля "Киа Спектра", продолжает выпуск автомобилей ВАЗ-2104, которых изготовлено 28 527 (+36 %). Почти в 6 раз, до 759 ед., увеличился выпуск внедорожника "Ковбой-3131" в ООО "АК Дервейс". Резко падает производство автомобилей в ООО "РосЛада", где собрано лишь 25,3 % к уровню 2005 г.

Легковых автомобилей иностранных моделей, производство которых организованно на территории России, выпущено в 2006 г. 276 185 ед. (+75,1 %). Наибольшего прироста по выпуску таких автомобилей достигли: "ИжАвто", где производство автомобилей "Киа" достигло 24 210 ед. (+545 %); "Автофрамос", собравший 48 545 автомобилей "Рено Логан" (+370) %; "Автотор", выпустивший 40 087 (+147 %) автомобилей самых различных марок; всеволожский "Форд", изготовивший 62 409 (+89 %) "Фокусов".

Как видим, развитие легкового автомобилестроения в России в 2006 г. происходило в рамках основного направления, сформированного принятыми в последние два года решениями правительства. Это постановление Правительства Российской Федерации от 29 марта 2005 г. № 166 "О внесении изменений в Таможенный тариф Российской Федерации в отношении автокомпонентов, ввозимых для промышленной сборки" и совместный приказ Минпромэнерго России, Минэкономразвития России, Минфина России от 15 апреля 2005 г. № 73/81/58н "Об утверждении порядка, определяющего понятие "промышленная сборка" и устанавливающего применение данного понятия при ввозе на территорию Российской Федерации автокомпонентов для производства моторных транспортных средств товарных позиций 8701—8705 ТН ВЭД, их узлов и агрегатов".

На основании указанных документов уже заключены соглашения с основными мировыми автопроизводителями о реализации инвестиционных проектов по сборке автомобилей иностранных моделей на территории России, а ряд инвестиционных проектов находится в стадии подготовки и соглашений о намерениях. Подписаны также в порядке обеспечения равных условий конкуренции соглашения с некоторыми отечественными предприятиями, получившими право, как и зарубежные фирмы, ввозить автокомпоненты по сниженным таможенным пошлинам.

Сборка зарубежных моделей на территории России имеет уже пятилетнюю историю. При общем увеличении выпуск легковых автомобилей в 2006 г. на 14,5 %, по сравнению с 2001 г., падение производства отечественных моделей за этот период составило 10,6 % (или 100 000 автомобилей), а производство зарубеж-

ных моделей практически с нуля за эти пять лет выросло до 279,2 тыс. ед. и составило 23,7 % общего выпуска. Особенно интенсивно замещение отечественных моделей зарубежными происходило в 2005—2006 гг., и, судя по намерениям зарубежных фирм, есть основания полагать, что к 2010 г. это соотношение станет равным. Причем, по оценке экспертов, для сборки зарубежных моделей к 2010 г. должно быть создано всего лишь 15 000 новых рабочих мест (к 2006 г. их создано не более 8 тыс.).

Ориентировочная оценка сокращения рабочих мест за счет снижения объемов производства отечественных моделей на традиционно российских предприятиях, к сожалению, пока не приводится. Но если учесть, что с 2001 по 2006 гг. снижение объема выпуска составило около 100 000 легковых автомобилей, то при выработке на одного рабочего 7 автомобилей в год (показатель ОАО "АвтоВАЗ") из автомобильной промышленности уже ушло около 15 тыс. работников, а в целом с учетом потерь в смежных отраслях рабочие места потеряют около 90 тыс. человек. Дальнейшее развитие "промышленной сборки" в российском автомобилестроении в соответствии с намеченными к реализации инвестиционными проектами приведет к высвобождению из российского автомобилестроения более 300 тыс. работников.

Сократить эти потери в некоторой степени призвана локализация производства автокомпонентов. С этой целью Правительство Российской Федерации приняло постановление № 566 (от 16 сентября 2006 г.) "О внесении изменений в таможенный тариф Российской Федерации в отношении автокомпонентов, ввозимых для промышленной сборки", а Минпромэнерго России, Минэкономразвития России и Минфин России выпустили совместный приказ от 5 октября 2006 г. № 250/310/124н "О внесении изменений в порядок, определяющий понятие "промышленная сборка" и устанавливающий применение данного понятия при ввозе на территорию Российской Федерации автокомпонентов для производства моторных транспортных средств товарных позиций 8701—8705 ТН ВЭД, их узлов и агрегатов".

В настоящее время рассматривается ряд предложений о заключении соглашений по "промышленной сборке" автокомпонентов, но их реализация потребует значительного времени, поэтому темпы локализации будут существенно отставать от темпов наращивания "промышленной сборки" автомобилей. В конечном счете это приведет к опережающему высвобождению работников на отечественных предприятиях, возникновению социальных проблем и усилению зависимости в сфере производства легковых автомобилей от действий зарубежных фирм, создавших заводы на ее территории.

Между тем ряд экспертов и специалистов высказывает глубокие сомнения в том, что кто-то из мировых автопроизводителей действительно собирается переносить компонентное производство на территорию России. Справедливо ли это суждение, покажет ближайшее время.

Федеральными органами исполнительной власти, предприятиями и объединениями автопрома осуществлялись действия по выполнению "Плана мероприятий по реализации в среднесрочной перспективе (2005—2008 гг.) приоритетных задач", предусмотренных "Концепцией развития автомобильной промышленности России". В частности, 22 апреля 2006 г. введен в действие первый специальный технический регламент "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ" (постановление Правительства Российской Федерации от 12 октября 2005 г. № 609).

В развитие указанного постановления издан приказ МВД России, Минпромэнерго России, ФТС России от 24 августа 2006 г. № 659/192/804 "О внесении дополнений в положение о паспортах шасси транспортных средств, утвержденное приказом МВД России, Минпромэнерго России, Минэкономразвития России от 23 июня 2005 г. № 496/192/134".

Согласно предложениям указанного технического регламента с июля 2006 г. отечественными предприятиями прекращен выпуск для внутреннего рынка автомобилей, не соответствующих экологическим нормам "Евро-2". Был запрещен также ввоз иностранных автомобилей, имеющих характеристики ниже экологического класса Евро-2. Отечественные предприятия к этому были готовы. Однако уже в 2008 г. в соответствии с утвержденным техническим регламентом нужно обеспечить переход на экологические нормы "Евро-3" и им предстоит в связи с этим проделать значительную по объему и затратам подготовительную работу.

На очереди подготовка к утверждению в установленном порядке специальных технических регламентов, в том числе: "О требованиях к бензинам, дизельному топливу и другим горючесмазочным материалам"; "О безопасности автотранспортных средств"; "О требованиях к конструктивной безопасности автотранспортных средств".

Система специальных технических регламентов призвана сыграть важнейшую роль в улучшении качества выпускаемых в стране автотранспортных средств и повышении их конкурентоспособности на внутреннем и зарубежных автомобильных рынках.

Однако все более очевидным становится то, что для выполнения программы введения технических регламентов и сроков освоения европейских норм экологической безопасности государству необходимо усилить внимание к развитию отечественного автомобилестроения, в особенности в научно-технической сфере. В частности, необходимо содействие в формировании и реализации программы по созданию новых автотранспортных средств и автокомпонентов, соответствующих международным требованиям по экологии, энергосбережению и безопасности.

Игнорирование на государственном уровне проблем развития на традиционно российских автомобильных предприятиях полномасштабных производств автотранспортных средств приведет в итоге к полной зависимости отечественного автомобилестроения от состояния дел, настроения и воли зарубежных фирм и государств.

Насколько острыми становятся проблемы зависимости российской экономики от недобросовестных или необязательных партнеров показали в 2005—2006 гг. "газовые и нефтяные войны" с нашими ближайшими соседями. Не хотелось бы через некоторое время иметь подобную ситуацию в обеспечении российской экономики и населения автотранспортными средствами.

УДК 629.113/.115

Государственное стимулирование реализации "Концепции развития автомобильной промышленности". Ожидания и действительность

(В порядке обсуждения)

А.И. ВЕСЕЛОВ

Одобрив "Концепцию развития автомобильной промышленности", Правительство РФ (а в его лице — государство) приняло на себя обязательство, во-первых, ускорить процесс автомобилизации страны и, во-вторых, защищать интересы населения (пользователей и покупателей автомобильной техники) в ходе реализации этого программного документа. Другими словами, не пускать на самотек автомобилестроительную отрасль, а в соответствии с практикой развитых зарубежных стран, методами законодательного регулирования и экономического стимулирования способствовать ее развитию в зависимости от ситуаций, складывающихся на автомобильном рынке. Для социально ориентированного государства это означает — добиваться обеспечения автотранспортными средствами всех категорий потребителей, но прежде всего — граждан с ограниченными доходами и практически находящихся на государственном содержании, для чего всячески помогать производству и продажам по приемлемым ценам так называемых "бюджетных" моделей АТС; осуществлять гибкое техническое регулирование, направленное на создание возможностей для различных категорий потребителей приобретать и эксплуатировать желательные для них, но обязательно отвечающие современным требованиям безопасности транспортные средства; создавать условия, необходимые для организации и развития специализированных производств сложных агрегатов и компонентов автомобилей, и тем самым — занятости населения, повышению его квалификации; способствовать разработке и организации выпуска АТС следующих поколений (например, с гибридными силовыми установками и установками, работающими на альтернативных видах топлива) и т. д. Однако опыт ведущих в области реализации данных направлений государств у нас, к сожалению, лишь декларирован и, по сути, остается нереализуемым, что хорошо видно на примере развития легкового автомобилестроения. Например, в странах Запада значительные объемы выпуска и находящихся в эксплуатации легковых автомобилей, особенно в периоды интенсивного развития, приходятся на автомобили особого малого и малого классов, или, в современной зарубежной терминологии, А и В. Так, в Великобритании это автомобили "Остин Моррис Мини"; в Германии — "Фольксваген Фокс", "Фольксваген Лупо", "Опель Аглия", "Форд Ка", "Форд Фиеста"; в Италии — ФИАТ-500, ФИАТ-600, "ФИАТ Сейченто", "ФИАТ Панда"; во Франции — "Рено 5"; "Рено 107", "Рено 206", "Ситроен С1", "Ситроен С2" и т. д. Причем удельный вес таких автомобилей неуклонно растет: в богатеющей Европе за последние десять лет годовой объем продаж легковых автомобилей вырос на 40 %, а в отдельно взятом классе А — на 70 %.

Все перечисленные и многие не названные здесь модели отличает соответствие современным требованиям по безопасности, а главное — ценовая доступность для всех слоев населения, в том числе относящихся к "бюджетным". В России же, к сожалению, картина прямо противоположная, хотя спрос на небольшие автомобили гораздо в большей степени, чем в перечисленных выше странах, определяется именно ценой.

За примерами далеко ходить не надо. Достаточно напомнить, что даже довольно привлекательный по своим потребительским качествам "ДЭУ Матиз" узбекского производства из-за своей цены (~7 тыс. амер. долл.) получил у нас ограниченное распространение.

Начавшийся выпуск ВАЗ-1118 "Калина", сборку "Рено Логан" следует оценивать шагами в правильном направлении, вместе с тем, как и планируемые к выпуску в 2008 г. модели "Фольксваген" и "Дженерал Моторс" вряд ли смогут полностью решить проблему: их ценовая ниша ("около 10 тыс. долл.) не укладывается в финансовые возможности большинства потенциальных российских потребителей автомобильной техники.

Все это — результат реализуемой в России политики государственного "невмешательства" в рыночную экономику — теории, согласно которой "рынок все сам отрегулирует". И поэтому производство легковых автомобилей сконцентрировано сейчас в очень небольшом числе финансово-промышленных групп, которые работают только над тем, чтобы получить возможно большую прибыль, а не над тем, чтобы удовлетворить потребности всех категорий потребителей.

Как у СеАЗа, так и у ЗМА и ранее возникали трудности с получением с ВАЗа комплектующих для "Оки", в первую очередь — силового агрегата на основе двухцилиндрового двигателя. Сейчас же сложилась парадоксальная ситуация, при которой государственные структуры требуют обеспечивать соответствие принятому техническому регламенту "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ", а управляемый представителями государства ОАО "АвтоВАЗ" не принимает своевременных мер к поставкам необходимых для обеспечения такого соответствия модифицированных двигателей с впрыскиванием топлива, в результате чего СеАЗ в конце июня 2006 г. прекратил выпуск недорогого компактного автомобиля ВАЗ-1111 "Ока", и смог возобновить его лишь после организации поставок трехцилиндрового двигателя из Китая, что привело к росту цены и снижению продаж! Разработанная же конструкторами ВАЗа, несколько большая по размерам, рассчитанная на применение четырехцилиндрового двигателя модель ВАЗ-1121 ("Ока-2") так и осталась в проекте. И это тогда, когда к управлению ВАЗом пришли представители государственных структур! Казалось бы, кому как не им заняться восстановлением умирающего производства микролитражек, поскольку они явно нужны людям. Однако представители государства в ФПГ в этом отношении бездействуют,

чем фактически способствуют проведению политики "пересаживания" потенциальных потребителей "Оки" и "Оки-2" в более крупногабаритные подержанные автомобили зарубежного производства, имеющие большие расходы топлива и затраты на эксплуатацию и ремонт.

Еще мрачнее картина на предприятиях, в капитале которых нет доли государства. Например, ФПГ "СОК-авто" прекратила выпуск сравнительно простых и дешевых заднеприводных автомобилей "Иж" и сделала ставку на южнокорейский автомобиль "Киа Спектра", находящийся в более дорогом секторе рынка.

Решение "СОК-авто" — ее законное право, как и решение ЗМА перейти от ВАЗ-1111 на автомобили ФИАТ: оно позволяет включить в круг покупателей его продукции более состоятельных людей, увеличить прибыль. Но у государства, если оно действительно социальное, несколько другие интересы. И здесь, думается, прав известный аналитик автомобильных рынков Д. Эткин, который говорит: "Государству разумно экономически стимулировать не любое автомобильное производство, а лишь производство доступных легковых автомобилей, которые могут продаваться сотнями тысяч в год. Поэтому не понятно, зачем ему стимулировать выпуск таких моделей, как "Мерседес", "БМВ", "Тойота Камри" и даже "Форд Фокус".

И действительно, государство, по логике, должно быть озабочено тем, что с производства сняты ВАЗ-1111 и "Иж-2126", поскольку тысячи рабочих и специалистов в Удмуртии (с учетом специализированных предприятий, выпускающих комплектующие) лишаются работы, а сотни тысяч российских потребителей (работников сферы образования, культуры и здравоохранения, жителей сельской местности, в защите которых может и должно быть заинтересовано только оно, а также значительная часть владельцев выпущенных в разные годы автомобилей АЗЛК, ВАЗ и "Иж", не имеющих больших доходов) — возможности приобрести достаточно универсальные с точки зрения эксплуатации автомобили в ценовой нише 4—7 тыс. амер. долл.

Как показывает практика, организация производства любой полностью новой модели не даст возможности выпускать автомобили в ценовой нише 4—7 тыс. долл., и ввод на российский рынок даже сугубо городских китайских автомобилей "Чери QQ" не позволит предложить потребителям автомобили дешевле 6 тыс. долл., так что в решении этой проблемы "заграница" вряд ли нам поможет.

Цену в указанном диапазоне, при условии соответствия минимально допустимому современному уровню безопасности, могут иметь автомобили категории "Ока" — "Ока-2", или более вместительные автомобили с классической компоновкой, изготавливаемые в значительных количествах на уже имеющейся производственной оснастке, с минимальным уровнем рентабельности.

Нельзя не учитывать и состояние российской дорожной сети, и широчайший диапазон климатических условий на огромной территории страны.

По данным минтранса, 56 % автомобильных дорог не соответствуют нормам прочности покрытия, еще 37 % имеют нестабильные свойства поверхности. Тысячи же населенных пунктов, в которых проживает 10 % населения страны, вообще не имеют дорог с твердым покрытием.

Наконец, необходимо принимать во внимание и то, что более-менее сносная система технического обслуживания автомобилей у нас существует лишь в крупных населенных пунктах да вдоль магистралей с насыщенными транспортными потоками. На основной же части территории страны она либо "точечная", либо вообще отсутствует.

И в этих крайне неблагоприятных условиях государство вместо того, чтобы воздействовать на коммерческие структуры с целью реализации социальной ответственности бизнеса, активно способствует организации сборки зарубежных автомобилей по классу не ниже "Тойота Камри", создало такую систему таможенного регулирования, которая привела буквально к наплыву подержанных АТС зарубежного производства (например, в 2005 г. объемы их импорта возросли, по сравнению с 2004 г., на 40 %). То есть опять срабатывает принцип, на который многие в начале и середине 1990-х годов чуть ли не молились: "заграница нам поможет".

К сожалению, не поможет, как не помогла и тогда. Уже хотя бы потому, во-первых, что практически все базовые модели легковых автомобилей зарубежного производства предназначены для эксплуатации в "тепличных", по нашим меркам, условиях, которым соответствуют, по существу, лишь большие российские города. А то, что фирмы в своих проспектах пишут "модель доработана для российских условий эксплуатации", означает весьма ограниченный объем изменений, в основном в отношении подвески и увеличения клиренса. Многорычажные и многошарнирные подвески, шарниры равных угловых скоростей, электронная система управления, как их ни дорабатывай, остаются ими же и в наших непростых (в диапазоне температур от 213 до 323 К [от −60 до + 50 °С]) условиях эксплуатации. А на ту коренную переделку, которая, например, была совершена при превращении ФИАТ-124 в ВАЗ-2101, ни одна фирма не пойдет: слишком дорого. Во-вторых, для западных фирм прибыль — тоже главная цель. Поэтому они при создании сборочных производств в России руководствуются простым принципом: "не массовое производство дешевых машин, а серийное производство машин дорогих". Типичный пример — "ИжАвто": его производственные мощности рассчитаны на 200 тыс. автомобилей в год, но планируемый выпуск автомобилей "Киа Спектра" не будет превышать 40—60 тыс.

Разумно ли такое решение для интересов фирмы "Киа"? Да: на свои 40 тыс. она, безусловно, найдет в России покупателей и останется с прибылью. Выиграет и руководство "ИжАвто": оно выйдет из того финансового тупика, в котором оказалось во многом по вине государства — своим невмешательством в экономику, создавшим ситуацию, которая привела к значительному росту цен на металл (только в 2004 г. — на 40 %) и комплектующие.

Но безусловно и то, что данное решение в известной мере затруднило государству выполнение им своих социальных функций. В самом деле: выпускавшиеся ВАЗом более 25 лет сотнями тысяч в год заднеприводные автомобили уже явно не соответствуют современному техническому уровню, форма кузова имеет высокое аэродинамическое сопротивление, лимитирует возможности повышения их безопасности, рулевое управление с червячным редуктором ухудшает, по сравнению с реечным механизмом, защиту водителя при ударе о руль. И тем не менее спрос на такие автомобили сохраняется. Причем спрос устойчивый. Его причины известны: относительно низкая цена, простота технического обслуживания, неприхотливость к дорожным условиям. Однако ВАЗ, учитывая неизбежные проблемы с качеством, вынужден задумываться о прекращении их производства, поскольку для их необходимой коренной модернизации пришлось бы менять всю дорогостоящую оснастку.

У "ИжАвто" и его семейства "Иж-2126" ситуация прямо противоположная. Данное семейство было разработано практически одновременно с переднеприводными моделями ВАЗа, но его производство из-за кризисных явлений 1990-х годов было весьма ограниченным, поэтому штамповая оснастка и на сегодня осталась практически неизношенной. Кроме того, "Иж-2126", по сути, представляет собой второе (первым было семейство ВАЗ-2101) поколение отечественных заднеприводных легковых автомобилей малого класса. У него несколько большие по размерам салон, база и колея (особенно задних) колес, длинноходная подвеска, задний мост с более жесткой балкой с запрессованными чулками, современная конструкция передней подвески (типа "макферсон"), реечное рулевое управление. То есть он разрабатывался с учетом эксплуатации в таких суровых регионах страны, как Приуралье, Сибирь да и в сельских районах других регионов с их бездорожьем и редкой сетью предприятий технического обслуживания. Потребителей, кроме того, вполне устраивала и цена этого автомобиля. Но его выпуск, повторяем, прекращен, а заодно — и выпуск его широко применявшейся для мелкопартионных перевозок грузовой модификации, "Иж-2717". Взамен ее внедрили полиатив ("Иж-27175") на основе передней части ВАЗ-2104, оборудованный червячным рулевым механизмом, кабиной с худшей, чем у "Иж-2717", эргономикой и обзорностью, более слабой, узкой вазовской балкой заднего моста и т. д.

Таким образом, рыночная вседозволенность принятия представляющихся экономически выгодными решений лишила потенциальных покупателей выбора более прогрессивного, чем "классика" ВАЗа, автомобиля. И все потому, что государственные структуры не смогли (не захотели?) простимулировать экономически (и не только) производство "Иж-2126".

Но положение пока еще можно исправить. Например, через уже состоявшееся государственное управление ВАЗом, возобновив в "ИжАвто" выпуск "Иж-2126" и его грузовой модификации как бюджетных транспортных средств на период до 10 лет и комплектуя их силовыми агрегатами ВАЗ, соответствующими нормам "Евро-2". Пойдут или не пойдут на такую меру государственные структуры, покажет, чьи интересы они представляют и защищают — широких слоев российских потребителей или финансово-промышленных структур, настойчиво расширяющих выпуск дорогих кроссоверов; сырьевых монополистов и узкой категории лиц с высокими доходами. Причем оценку дает именно массовый потребитель, а не та часть далеко не бедствующих журналистов, которые разъезжают на БМВ и "Вольво" по улицам городов-миллионников и в своих публикациях с каким-то садистским упоением приклеивают отечественным моделям ярлыки "устаревших" и стараются показать, что в России не было, нет и в принципе не может быть собственного хорошего автомобиля. Один из примеров таких публикаций: "Назвать машину ВАЗа современной язык не поворачивается хотя бы потому, что нет в ней ни одной подушки безопасности!" Хотя автору такого заявления, думается, хорошо известно, что подушки в процессе эксплуатации не нужны и сами по себе небезопасны, поскольку возможно их случайное срабатывание, а эффективной защиты непристегнутого водителя или пассажира они не обеспечивают. Именно это и учитывают специалисты ВАЗа, выпускающего 700 тыс. автомобилей в год. Они знают, что почти 300 тыс. российских семей нужны традиционные автомобили-работяги, продающиеся в соответствующем возможностям семей диапазоне цен.

В конечном итоге продаваемые автомобили, безусловно, должны соответствовать действующим требованиям безопасности, условиям эксплуатации в конкретном регионе и по соотношению "цена—качество" удовлетворять соответствующую категорию потребителей, которые и определяют необходимый их количественный выпуск.

Далее. "Концепция развития автомобильной промышленности" предусматривает введение нового технического регулирования, которое должно, по замыслу, обеспечить баланс между безопасностью АТС и возможностью различных категорий потребителей приобретать и эксплуатировать желательные для них модели и модификации этих АТС. Обновленные требования к безопасности должны включать все рациональное из ныне действующих требований, а также все лучшее, что накопила зарубежная, прежде всего европейская, практика. Но — учитывать и содержащиеся во втором издании "синей книги" ЕЭК ООН базовое положение, которое гласит, что основными задачами и принципами функционирования государственных структур в области безопасности АТС являются определение, в том числе с учетом статистики по ДТП, правильного подхода к анализу затрат-выгод, а также проблемы совместимости транспортных средств с агрессивным вождением. В том числе и потому, что лоббисты фирм-изготовителей, скажем, тех же подушек безопасности и других дополнительных компонентов и систем, предназначенных для установки на автомобили (с соответствующим увеличением цен), через журналы, специально придуманные методы испытаний (пример — EuroNCAP) со звездной оценкой не эксплуатационных качеств (удобства управления и управляемости, экономии топлива), а поведения при фронтальном столкновении со смещенным препятствием на повышенной скорости оказывают, причем очень настойчиво, воздействие на психику потенциального потребителя с целью убедить его в том, что на его автомобиле обязательно должны быть все эти системы в возможно большем количестве.

Практика же эксплуатации в нашей стране по максимуму оборудованных подушками дорогих и скоростных зарубежных моделей свидетельствует о том, что повышенная защищенность способствует эксплуатации таких автомобилей на высоких скоростях, при которых их потенциальные повышенные защитные свойства становятся неэффективными. Именно поэтому государственные структуры, устанавливающие нормы безопасности, должны обеспечивать оптимальный баланс между эффективностью реального влияния этих норм на активную и пас-

сивную безопасность и повышением стоимости транспортных средств в пределах, допустимых для бюджетных транспортных средств. Такой баланс в случае автомобилей, не оборудованных подушками безопасности, при фронтальном столкновении с неподвижным деформируемым препятствием на скорости 50 км/ч обеспечивается, если выполнены нормы Правил № 12 ЕЭК ООН. Новые модели, которые будут поставлены на производство после 2008 г., должны удовлетворять дополнительным требованиям, предусматривающим испытание смещенным столкновением со скоростью 55 км/ч (Правила № 94). Что же касается боковых подушек и шторок (Правила № 95), то они полезны лишь при определенном боковом ударе, статистически гораздо более редком, чем различные виды фронтальных столкновений. Поэтому даже фирма "Ауди" на своих моделях "Ауди А3", "Ауди А4" и "Ауди А6" устанавливает боковые подушки только по заказу — за 350 амер. долл.

Видимо, и нашим государственным структурам при введении нового технического регулирования целесообразно сохранить практику применения ряда рекомендуемых требований безопасности, отнеся к ним, в частности, Правила № 95. Что позволило бы не повышать цены на продаваемые базовые модели автомобилей и, может быть, оказало бы определенное дисциплинирующее воздействие на их владельцев.

Следующая проблема, содержащаяся в "Концепции", — организация специализированных производств автомобильных агрегатов. Стимулирование организации и развития таких производств с привлечением специализированных зарубежных фирм должно быть первостепенной задачей государства, являясь фактором поддержки отечественных производителей автомобильной техники. На словах министерства, от которых это зависит, полностью "за". Однако реальная их деятельность дает прямо противоположные результаты. Наиболее характерный пример тому — банкротство принадлежавшего государству ОАО "Москвич" и ликвидация двух, уфимского и московского, специализированных производств наиболее сложного автомобильного агрегата — двигателя, первое из которых занималось массовым выпуском двигателей семейства УЗАМ-412, а второе было предназначено для изготовления нового, конвертируемого (бензинового и дизельного) двигателя рабочим объемом 1,8—2 л, разработанного совместно со специализированной фирмой "Рикардо". Именно затраты на освоение последнего и стали официальной причиной банкротства завода. В итоге уже смонтированная во вновь построенном корпусе и опробованная линия сборки двигателя была демонтирована, новое оборудование "выдрано" с корнем после передачи этого корпуса фирме "Рено" для сборки автомобиля "Рено Логан", близкого по потребительским качествам к выпускавшейся ОАО "Москвич" модели. Теперь же новое государственное руководство ВАЗа вновь ставит вопрос о выделении средств на организацию разработки и производства двигателя рабочим объемом 1,8—2 л.

Есть и другие логически не объяснимые примеры государственной политики в области поддержки выпуска отечественных автомобильных агрегатов. Например, правительство, как сказано выше, ставит целью организовать как можно больше производств по сборке автомобилей зарубежных фирм. Но увеличение числа таких производств ведет к ограничению количественного выпуска на каждом из них. Предел — 50—60 тыс. шт. в год. Что явно мало для организации рентабельных специализированных производств соответствующих агрегатов. То есть призывы к фирмам организовывать специализированные производства агрегатов для собираемых ими моделей автомобилей на российских предприятиях услышаны не будут. А если и будут, то, наоборот, станут причиной потери специализированных производств наиболее сложных агрегатов — двигателей и трансмиссий. Вот и придется для сборки на ЗМА автомобилей ФИАТ возить из Турции изготавливаемые там силовые агрегаты и другие комплектующие. Так, как это уже делает "Рено" для собираемых в Москве автомобилей "Логан", импортируя в составе автомобилекомплектов румынские компоненты. На реальное же создание специализированных производств компонентов, очевидно, можно надеяться лишь в случае достаточно значительных объемов выпуска моделей на унифицированных платформах зарубежных фирм — таких, как "Рено", "Ниссан", "Форд", "Мазда" и т. п. По-видимому, именно им и им подобным изготовителям и можно будет отдавать предпочтение в содействии организации полноценных производств, а не стремиться "затащить" в Россию как можно больше фирм для сборки все большего числа моделей из поставляемых комплектов.

Еще одна стратегическая для России проблема, рассмотренная в "Концепции", — постоянный рост потребности в топливе, спровоцированный, в частности, интенсивным ростом импорта подержанных автомобилей, увеличением автопарка, ухудшением экологической ситуации. При этом "Концепция", по примеру Японии, США и некоторых других стран, одним из основных путей ее решения считает разработку, освоение и продажу автомобилей с комбинированными (гибридными) силовыми агрегатами, предназначенных для эксплуатации на водороде. Но на практике, в отличие от тех же США, никакого экономического стимулирования у нас нет: все работы ведутся в инициативном порядке. Да и то в основном на ВАЗе, хотя понятно, что без инвестиционной государственной поддержки, организации индустрии топливных элементов, новых систем электропривода, необходимой инфраструктуры все эти работы из стадии опытных вряд ли выйдут. Более того, ни для кого, в том числе и государственных чиновников, не секрет, что только срочное и реальное финансирование даст возможность в очередной раз не отстать от зарубежного автомобилестроения, исключить вполне вероятное уже в ближайшем будущем положение, когда стоимость топлива поставит под вопрос функционирование транспортного комплекса и хозяйственной деятельности в нашей стране.

Как видим, какую бы из проблем, включенных в "Концепцию развития автомобильной промышленности", ни взять, ее решение упирается в то, что невмешательство государства в экономику сделало основным принципом своей экономической политики. Причем самое удивительное состоит в том, что проводящие данную политику чиновники ссылаются на опыт "цивилизованных" стран. Хотя именно опыт США, Германии, Франции, Италии, Японии и многих других говорит об обратном: именно грамотное государственное регулирование позволяет обеспечивать интересы различных категорий потребителей и успешно решать самые сложные проблемы любой из отраслей. В том числе и автомобилестроения. Другого, как говорится, не дано.

УДК 629.113/.115

Определение рациональных технико-экономических показателей автомобиля при его проектировании

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ,
канд. техн. наук И.Ф. ШАЙХУТДИНОВ, А.Д. ГАЛИМЯНОВ,
И.Д. ВАЛЕЕВ

КамАЗ, Камская ГИЭА

Общеизвестно, что отечественные грузовые АТС по некоторым технико-экономическим параметрам, к сожалению, пока еще уступают зарубежным аналогам. Например, по себестоимости перевозок (у них она в 1,5 раза выше) и расходу топлива (он в 1,3 раза выше). Ни одна отечественная модель грузового автомобиля, кроме того, полностью не соответствует международным требованиям по безопасности и экологичности. Поэтому основная часть российских перевозчиков, чтобы на равных участвовать в международном транспортном процессе, вынуждена использовать подержанные АТС зарубежных производителей.

И так, судя по тому, что экологическим требованиям "Евро-3", действующим в странах ЕС с 2000 г., у нас соответствует лишь 20 % парка подвижного состава ("Евро-2" — 46 %, Евро-1" — 19, остальные 35 % — "Евро-0"), будет продолжаться еще не один год, поскольку в этих странах с нынешнего года вводятся еще более жесткие нормы — "Евро-4". Если не принять мер по решению данной научно-технической проблемы, успехов в конкурентной борьбе не предвидится. И прежде всего, такой из мер, как выбор рациональных технико-экономических параметров разрабатываемых и модернизируемых АТС.

Но именно здесь, как свидетельствует опыт, самое слабое место в работе отечественных конструкторов. Они до сих пор руководствуются традиционной технологией оптимизации параметров при создании автомобиля, которая включает пять позиций — выбор обобщенного критерия рационализации; определение единичных и комплексных показателей, функцией которых и является обобщенный критерий; установление зависимостей обобщенного критерия от показателей качества; расчет рациональных значений технико-экономических показателей методом математического моделирования; реализация полученных параметров в проектируемой модели.

Однако данная технология, если ее рассматривать с учетом сегодняшних требований к АТС, имеет как минимум два существенных недостатка: во-первых, в роли оценочных показателей принимаются частные показатели качества автомобилей; во-вторых, значение показателя рационализации не сравнивается со значениями показателей конкурентных моделей.

Такой подход в условиях рыночной экономики не только не эффективен, а просто вреден. Дело в том, что достичь планируемого значения какого-либо одного частного критерия уже недостаточно: у потребителя на рынке всегда есть большой выбор, и он свое предпочтение отдает той модели, у которой технико-экономические показатели в совокупности лучше, чем у аналогов.

Анализ методов рационализации грузовых автомобилей показывает, что в настоящее время отечественные конструкторы недостаточно внимания уделяют именно совокупности показателей, полученных в эксплуатации (таким, как чистая текущая стоимость, срок окупаемости, рентабельность инвестиций, внутренний коэффициент окупаемости, прибыль от использования подвижного состава), — тем, которые больше всего интересуют покупателя. При этом совершенно очевидно, что рационализация конструкции должна быть не технической или экономической (односторонней), а именно технико-экономической, т. е. комплексной. Причем оценочные показатели экономической эффективности АТС инвестиционного назначения должны быть рассчитаны на весь жизненный цикл изделия.

Учитывая сказанное выше, авторы предлагают следующую (рис. 1) блок-схему (алгоритм) рационализации ТЭП проектируемых грузовых АТС.

В качестве технико-экономического интегрального критерия рационализации наиболее целесообразно принимать интегральный показатель экономической эффективности инвестиций — чистую текущую стоимость (ЧТС): она характеризует прирост капитала хозяйствующего субъекта за жизненный цикл автомобиля и представляет собой разницу между суммой дисконтированного денежного потока (ДДП) и дисконтированной суммой инвестиций (ДСИ). При расчете сопоставляются чистые денежные поступления, приведенные к нулевому периоду, с величиной инвестиций.

ЧТС рассчитывают по денежным потокам за срок эксплуатации автомобиля с учетом того, что главная цель хозяйствующих субъектов — получение максимальной прибыли и что при выборе автомобиля покупатель отдаст предпочтение той модели, которая обеспечит максимальный прирост капитала. Что и отражается в ЧТС.

Достоинство оценочного параметра ЧТС состоит также и в том, что он представляет собой показатель,

Рис. 1. Блок-схема (алгоритм) рационализации технико-экономических показателей автомобиля

Таблица 1

Фирма-изготовитель	Модель	Мощность, кВт (л. с.)	Экологичность	Цена, тыс. руб.
"Камминз"	"Камминз В 180 20"	132 (180)	"Евро-2"	165,0
"Камминз"	"Камминз В 3,9 140"	103 (140)	"Евро-2"	131,0
"Камминз"	"Камминз В 145 20"	107 (145)	"Евро-2"	135,0
ММЗ	ММЗ-Д-245.9-402	114 (155)	"Евро-2"	100,8
ММЗ	ММЗ-Д-245.12С-230	80 (109)	"Евро-0"	79,9
ММЗ	ММЗ-Д-245.7-363	90 (122)	"Евро-2"	102,6
ЗМЗ	ЗМЗ-511.1000402	92 (125)	"Евро-0"	49,2
ЗИЛ	ЗИЛ-508.10	92 (125)	"Евро-2"	106,5

в котором проявляются технические, эксплуатационные, производственные и экономические характеристики автомобиля. Дело в том, что увеличением балансовой прибыли улучшаются все количественные оценочные показатели, характеризующие экономическую эффективность инвестиций (внутренний коэффициент окупаемости, рентабельность инвестиций, окупаемость и, что особенно важно, ЧТС), связанных с приобретением автомобиля. Во-вторых, при расчете ЧТС можно учитывать старение автомобиля и ухудшение в связи с этим его потребительских свойств. В-третьих, ЧТС может быть рассчитана на ранних этапах проектирования, так как все данные для ее определения входят в техническое задание на проектирование.

Значение ЧТС определяется по формуле

$$ЧТС = \sum_{t=0}^{T_{сл}} ДЧДП_i - \sum_{t=0}^{T_i} ДI_i,$$

в которой $ДЧДП_i$ — дисконтированный чистый денежный поток i-го периода; $ДI_i$ — дисконтированные инвестиции того же периода; $T_{сл}$ — срок службы автомобиля.

В приведенном на рис. 1 алгоритме, в отличие от известных, интегральный критерий α рационализации проектируемой модели сравнивается с таким же критерием конкурентной модели, полученным в тех же условиях эксплуатации. Это дает возможность принять для новой модели на этапах разработки те значения параметров, которые будут обеспечивать ее конкурентоспособность в данном сегменте рынка. То есть алгоритм, показанный на рисунке, — эффективный инструмент реализации принципа "делать правильно с первого раза".

Такой подход был использован при выборе двигателя для вновь разрабатываемого развозного автомобиля КамАЗ грузоподъемностью 5,5 т.

Из ряда (табл. 1) двигателей, которые рассматривались автозаводом в качестве кандидатов для данного автомобиля, необходимо было выбрать тот, который превосходит конкурентов не только по техническим параметрам (это делалось всегда), но и привлекателен с экономической точки зрения. Другими словами, ставилась и вторая задача: ЧТС разрабатываемого развозного автомобиля с выбранным двигателем должна быть больше, чем ЧТС ближайшего его конкурента — серийно выпускаемого среднетоннажного бортового автомобиля КамАЗ-4308. (Выбор аналога-конкурента обусловлен тем, что новый автомобиль планируется выпускать в Набережных Челнах, т. е. там, где уже серийно выпускается автомобиль КамАЗ-4308, и между ними ожидается жесткая конкурентная борьба на рынке.)

Экономическая эффективность автомобиля в большой степени зависит от мощности двигателя, которая рассчитывается из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля, т. е. по известной формуле:

$$N_{дв.опт} \geqslant N_{max} = \frac{(m_а + q\gamma)\psi v_{max} + 0{,}5\, C_x \rho_в F v_{max}^2}{1000\eta_{тр}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)}.$$

(В ней $m_а$ — снаряженная масса автомобиля; q — его грузоподъемность; γ — коэффициент использования грузоподъемности; $\psi = 0{,}025$ — коэффициент сопротивления дороги; $C_x = 0{,}8$ — коэффициент аэродинамического сопротивления; $\rho_в = 1{,}225$ кг/м^3 — плотность воздуха; v_{max} — максимальная скорость автомобиля; F — его лобовая площадь (мидель), a, b, c — эмпирические коэффициенты; λ — отношение частоты вращения коленчатого вала при v_{max} к частоте вращения при N_{max} (для дизелей $\lambda = 0{,}9 \div 1{,}0$); $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

Исходные данные для расчета ЧТС проектируемого среднетоннажного автомобиля КамАЗ с различными двигателями (технико-экономические параметры взяты из технического задания на новый автомобиль) и данные автомобиля-аналога КамАЗ-4308 приведены в табл. 2.

Срок $T_{сл}$ службы обоих автомобилей принят равным восьми годам, годовой темп инфляции — 5 %.

Результаты расчета ЧТС возможных вариантов сведены в табл. 3 и показаны на рис. 2.

Потребная мощность двигателя из условия обеспечения движения с максимальной скоростью определяли по приведенной выше формуле. При $v_{max} = 100$ км/ч она для обоих автомобилей должна быть равной 98,5 кВт (133,8 л. с.). Далее поле координат с осями "чистая текущая стоимость—мощность автомобиля" разделили на четыре зоны. Для чего провели горизонталь на уровне ЧТС автомобиля-конкурента КамАЗ-4308 (ЧТС = 419,6 тыс. руб.) и вертикаль через точку максимальной мощности, необходимой для обеспечения

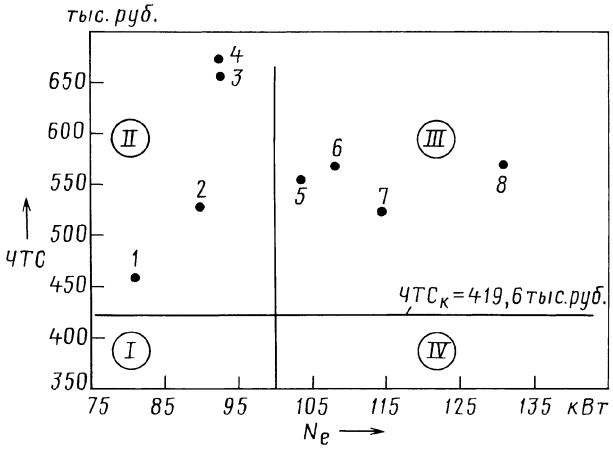


Рис. 2. Зависимость ЧТС автомобиля от мощности (модели) двигателя:

1 — ММЗ-Д-245.12С-230; *2* — ММЗ-Д-245.7-363; *3* — ЗМЗ-511.1000402; *4* — ЗИЛ-508.10; *5* — "Камминз В 3,9 140"; *6* —"Камминз В 145 20"; *7* — ММЗ-Д-245.9-402; *8* — "Камминз В 180 20"

v_{max} = 100 км/ч, т. е. N_e = 98,5 кВт (133,8 л. с.). В итоге получаем четыре характерные зоны: I ($N_e < N_{e_{v_{max}}}$; ЧТС < $ЧТС_{4308}$); II ($N_e < N_{e_{v_{max}}}$; ЧТС > $ЧТС_{4308}$); III ($N_e > N_{e_{v_{max}}}$; ЧТС > $ЧТС_{4308}$); IV ($N_e > N_{e_{v_{max}}}$; ЧТС < < $ЧТС_{4308}$).

Таблица 2

Показатель	Проектируемый	КамАЗ-4308
Грузоподъемность q, кг	5500	
Масса, кг:		
снаряженная m_a	4500	5500
полная m	10 000	11 000
Номинальная мощность N_e двигателя, кВт (л. с.)	131 (178)	
Максимальная скорость v_{max} автомобиля, км/ч (м/с)	100 (27,8)	
Максимальный крутящий момент M_{max}, Н · м (кг · м)	627 (63,9)	
Динамический фактор D на первой	0,2349	0,4466
Контрольный расход топлива, л/100 км	180	
Коэффициент f сопротивления качению	0,014	
Коэффициент ψ сопротивления дороги	0,25	
Коэффициент $K_у$ учета рельефа местности	0,89	
Коэффициент γ класса груза	0,98	
Коэффициент β использования пробега	0,6	
Пробег $K_{гр}$ с грузом, км	50	
Время $T_н$ в наряде (смена), ч	8,2	
Число $Д_к$ рабочих дней в году	300	
Коэффициент $\alpha_{N_{max}}$ использования мощности	0,6	
Число $d_{кр}$ дней в капитальном ремонте	12	
Пробег $K_{кр}$ до капитального ремонта, тыс. км	600	500
Эмпирический коэффициент K, чел. · ч/1000 км	6,4	6,5
Простои $Д_р$ по организационным причинам	5	
Срок $T_{сл}$ службы автомобиля, лет	8	
Годовой темп g роста эксплуатационных затрат на ТО и ремонт, %	0,05	
Стоимость $C_т$ топлива, руб./л	15	
Плотность $\rho_т$ топлива, кг/л	0,83	
Теплотворная способность $H_ц$ топлива, МДж/кг	42,5	
КПД $\eta_{дв}$ двигателя	0,32	
Тарифная часовая ставка $Ч$ водителя, руб./ч	30	
Коэффициент $K_н$ накладных расходов	1,6	
Коэффициент $K_{зч}$ затрат на запасные части	1,7	
Стоимость $C_ш$ шины, руб.	5780	2600
Удельный износ U шин, мм/1000 км	0,1	0,2
Цена $Ц$ автомобиля, тыс. руб.	730	756
Годовой фонд $Ф$ рабочего времени, ч/год	1967	
Ставка транспортного налога $C_н$, руб./кВт (руб./л. с.)	40,8 (30)	
Ставка $C_{стр}$ страховой премии, % от цены автомобиля	0,05	
Тариф $T_{тар}$ на перевозку, руб. (т · км)	2,8	
Число $n_{во}$ ведущих осей	1	
Передаточное число $i_{кп1}$ первой передачи	6,55	7,82
Передаточное число $i_{гп}$ главной передачи	3,175	4,01
Статический радиус $r_к$ колеса, м	0,39	0,35

Таблица 3

Объект	ЧТС, тыс. руб.	Разность ЧТС
КамАЗ-4308	419,6	—
Проектируемый автомобиль с двигателем:		
"Камминз В 180 20"	554,8	+135,2
"Камминз В 3,9 140"	454,5	+125,9
"Камминз В 145 20"	555,2	+135,6
ММЗ-Д-245.9-402	519,0	+99,7
ММЗ-Д-245.12С-230	450,5	+30,9
ММЗ-Д-245.7-363	512,6	+93,0
ЗМЗ-511.1000402	650,0	+230,4
ЗИЛ-508.10	653,7	+234,1

Двигатели, попадающие в зону I, не могут быть установлены на проектируемый автомобиль, так как их мощность меньше потребной $N_{e_{v_{max}}}$. Кроме того, автомобили с этими двигателями не удовлетворяют требованиям экономической эффективности (ЧТС > $ЧТС_{4308}$). Но в нашем примере в этой зоне не оказался ни один из перечисленных в табл. 1 двигателей.

Несмотря на то, что у автомобилей с двигателями из зоны II ЧТС больше, чем ЧТС автомобиля-конкурента КамАЗ-4308, укомплектовывать ими новый автомобиль из-за недостаточной мощности тоже нецелесообразно. То есть из рассмотрения исключаются четыре двигателя — ММЗ-Д-245.12С-230, ММЗ-Д-245.7-363, ЗМЗ-511.1000402 и ЗИЛ-508.10.

Наиболее привлекательными для новой модели КамАЗ являются двигатели зоны III. При их установке на проектируемую модель будут выполняться и условие потребной мощности, и требование экономической эффективности. Это двигатели: "Камминз В 180 20", "Камминз В 3,9 140", "Камминз В 145 20" и ММЗ-Д-245.0-402.

В зону IV, как видим, не попал ни один двигатель. Но если бы и попал, то ставить его на проектируемый автомобиль не имело бы смысла: по мощности он соответствовал бы требованиям на этот автомобиль, но ЧТС у него меньше, чем у автомобиля-конкурента. Следовательно, покупка автомобиля с этим двигателем экономически не будет оправдана.

Среди рассмотренных двигателей для новой модели лучше всего подходит двигатель "Камминз В 145 20", так как с ним ЧТС автомобиля получается наибольшим — 555,2 тыс. руб. Кроме того, двигатель обеспечивает автомобилю максимальную скорость 100 км/ч, соответствует нормам "Евро-3".

По аналогичной схеме могут быть выбраны и другие параметры, а также агрегаты проектируемой модели. Она, как видим, отличается от традиционной тем, что в качестве интегрального показателя используется ЧТС, т. е. выбор параметра или агрегата осуществляется одновременно и по главному параметру в случае двигателя — мощности, и по ЧТС. Следовательно, это позволяет выбрать агрегат, обеспечивающий автомобилю бóльшую экономическую эффективность, чем у конкурентов, способствует сокращению временных и материальных затрат на разработку новой модели.

Производство автомобильной техники предприятиями России, Белоруссии и Украины (по данным ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2006 г.	Декабрь 2005 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2006 г	Январь—декабрь 2005 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ	446	681	−34,5	6 366	6 943	−8,3
ГАЗ, в том числе	12 417	10 463	+18,7	144 236	126 288	+14,2
КамАЗ	4 104	2 790	+47,1	42 836	31 988	+33,9
АЗ "Урал"	855	693	+23,4	9 420	7 283	+29,3
УАЗ	2 166	934	+131,9	19 737	19 465	+1,4
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	2	—	53	32	+65,6
"Амур"	111	181	−39,7	907	1 085	−16,4
"ИжАвто"	612	11	+5463,6	12 267	7 220	+69,9
БАЗ	10	4	+150,0	92	55	+67,3
"Русич-КЗКТ"	2	2	+0,0	35	11	+218,2
НефАЗ:	—	—	—	19	10	+90,0
*САЗ	93	125	−25,6	1 560	1 977	−21,1
"Автотор"	35	20	+75,0	512	30	+1606,7
*"Бецема"	73	42	+73,8	627	234	+167,9
"ВТС Зеленоград" ("Вольво")	16	48	−66,7	397	362	+09,7
"ИВЕКО-УралАЗ"	51	38	+34,2	195	121	+61,2
"Вазинтерсервис" (ВИС)	339	366	−7,4	3 379	3 569	−5,3
ТагАЗ	750	571	+31,3	7 162	2 311	+209,9
"Яровит"	—	—	—	12	—	—
*"Филиал Машзавод"	—	10	—	60	210	−71,4
*"Метровагонмаш"	73	98	−25,2	879	1 004	−12,5
*Завод коммунальных дорожных машин (УАЗ)	—	—	—	10	—	—
МАЗ	1 607	1 826	−12,0	20 949	20 115	+4,1
МЗКТ	34	45	−24,4	329	306	+7,5
БелАЗ	141	134	+5,2	1 659	1 452	+14,3
МоАЗ	5	—	—	14	6	+133,3
КрАЗ	704	320	+120,0	3 486	3 411	+2,2
ЗАЗ	120	300	−60,0	1 261	1 059	+19,1
Черкасский автобусный завод	48	9	+433,3	255	160	+59,3
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ	3 912	3 854	+1,5	51 700	51 855	−0,3
ЗМА	1 772	2 923	−39,4	9 614	30 383	−68,4
ВАЗ	62 253	69 136	−10,0	765 627	721 492	+6,1
ПСА "Бронто"	14	39	−64,1	142	313	−54,6
УАЗ	1 607	3 602	−55,4	28 528	29 141	−2,1
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	14	—	127	126	+0,8
СеАЗ	800	800	0,0	11 338	12 952	−12,5
"ИжАвто"	4 307	5 728	−24,8	52 754	46 341	+13,8
"Автотор"	6 118	975	+527,5	40 087	16 219	+147,2
"GM-АвтоВАЗ"	3 639	3 174	+14,7	47 946	51 834	−7,5
"Рослада"	—	1 615	—	5 597	22 143	−74,7
ТагАЗ	5 168	5 001	+03,3	48 397	42 451	+14,0
АК "Дервейс"	84	34	+147,1	759	132	+475,0
"Автофрамос"	4 693	2 022	+132,1	48 545	10 335	+369,7
"Форд"	6 949	3 975	+74,8	62 409	33 047	+88,8
"Уральская АК"	12	—	—	54	—	—
СП "Юнисон" (Белоруссия)				36	—	—
"УзДЭУавто	14 070	8 039	+75,0	140 080	101 010	+38,7
ЗАЗ, в том числе:	19 231	14 453	+33,1	191 005	146 745	+30,2
ЗАЗ	3 116	2 755	+13,1	30 697	37 256	−17,6
ВАЗ	3 268	1 830	+78,6	28 563	28 255	+1,1
"ЛуАЗ	2 966	2 967	0,0	40 294	30 689	+31,3
КрАСЗ	—	**	+19 228	**	**	**
"Еврокар"	**	21 391	**	90,1	**	**
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	1	4	−75,0	42	33	+27,3
ГАЗ	1 804	4 609	−60,9	39 520	37 093	+6,5
АЗ "Урал"	72	60	+20,0	532	400	+33,0
УАЗ	2 142	2 373	−9,7	15 403	20 081	−23,3
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	2	—	—	2	—
ПАЗ	1 037	1 376	−24,6	14 215	13 721	+3,6
ЛиАЗ	250	276	−9,4	2 995	2 485	+20,5
ГолАЗ	50	15	+233,3	421	208	+102,4
КАвЗ	370	172	+115,1	3425	2 230	+53,6
ВАП "Волжанин"	1	23	−95,7	318	198	+60,6
НефАЗ" в том числе:	132	117	+12,8	1 320	1 157	+14,1
*вахтовые автобусы	19	11	+72,7	105	79	+32,9

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2006 г.	Декабрь 2005 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2006 г	Январь—декабрь 2005 г.	Прирост, %
"Автотор"	—	—	—	—	80	—
ВЗТМ	—	—	—	—	17	—
"Тушино-Авто"	75	69	+8,7	181	357	−49,3
МАРЗ	3	6	−50,0	88	32	+175,0
"Скания-Питер"	8	20	−60,0	236	191	+23,6
Сибирско-Скандинавская АК	—	—	—	—	1	—
*"Семар"	70	24	+191,7	547	231	+136,8
*"Вика ЛТД"	2	6	−66,7	56	63	−11,1
СП РУП	—	5	—	4	19	−78,9
"ЕвоБус Русланд"	28	8	+250,0	152	115	+32,2
КАФ	—	—	—	205	20	+925,0
Родниковский МЗ	—	—	—	5	—	—
МАЗ	157	107	+46,7	1 691	938	+80,3
Завод коммунальной техники (ЛАЗ)	**	**	—	**	289	—
Черкасский автобусный завод	324	342	−5,3	2 687	2 007	+33,9
ЗАЗ	33	—	—	126	—	—
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	39	66	+40,9	337	400	−15,7
"Транс-Альфа" (ВМЗ)	7	5	+40,0	76	78	−2,6
ВЗТМ	—	5	—	28	39	−28,2
"Тушино-Авто"	15	25	−40,0	40	210	−81,0
Башкирский ТЗ	2	6	−66,7	44	85	−48,2
МАЗ	—	—	—	1	39	−97,4
"Белкоммунмаш"	**	**	**	**	**	**
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
АЗ "Урал"	—	—	—	1	1	0,0
УАЗ	—	99	—	96	701	−86,3
"Амур"	—	—	—	—	15	—
ВАЗ	**	**	**	**	**	**
ЛиАЗ	6	4	+50,0	119	49	+142,9
НефАЗ	—	—	—	101	—	—
КрАЗ	—	—	—	—	160	—

Примечания: * — на шасси производства других отечественных предприятий; ** — нет данных.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43

Экспериментальный бензиновый двигатель ЗМЗ-НАМИ с непосредственным впрыскиванием[1]

В.И. СОНКИН, А.А. АРТЕМОВ, А.А. БАЖИНОВ, М.А. МИРОНЫЧЕВ

НАМИ, ЗМЗ

Третий из основных компонентов НВБ-двигателя — его **система управления**. Она микропроцессорная, потому что обеспечить управление на режимах пуска, прогрева, холостого хода, частичных и полных нагрузок, принудительного холостого хода и переходных режимах традиционные системы не в состоянии. Ее задача — контролировать процесс сгорания топливовоздушной смеси и управлять им так, чтобы максимально реализовать преимущества непосредственного впрыскивания с точки зрения топливной экономичности, энергетических и экологических показателей двигателя, а также защиты последнего (от детонации, перегрева, "раскрутки" коленчатого вала), бортового и функционального диагностирования, работы в аварийной ситуации, стоимости изготовления и эксплуатации. Но для этого, естественно, нужна соответствующая МП-система.

Таких систем, в принципе, можно построить много. Но чтобы не уйти от основной идеи, рассмотрим в качестве примера одну (рис. 8) из возможных структурных схем МП-системы управления НВБ-двигателем.

Как видим, она включает блок управления, коммутатор форсунок, датчики, исполнительные механизмы и жгут проводов, связывающий ее компоненты между собой и с источником электрической энергии. Такая система реализует не только функции, характерные для системы управления с обычным многоточечным впрыскиванием бензина (подача топлива, зажигание, рециркуляция отработавших газов и содержащиеся в них вредные выбросы, испарения топлива и др.), используя, по возможности, одинаковые с применяемыми в серий-

[1] Окончание. начало см. "АП", 2007, № 1 и № 2.

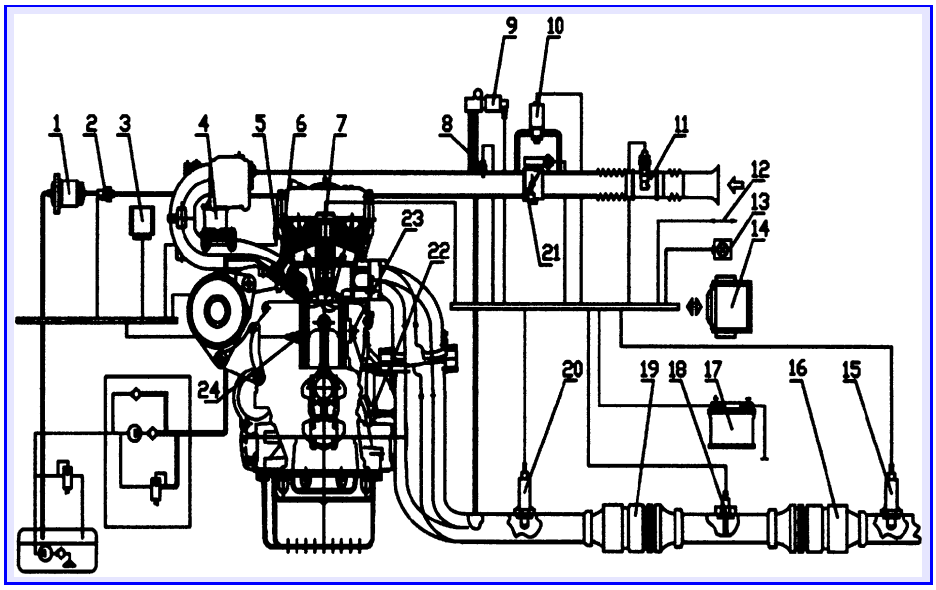


Рис. 8. Структурная схема системы управления НВБ-двигателем:
1 — адсорбер; *2* — клапан продувки адсорбера; *3* — коммутатор форсунок; *4* — топливный насос высокого давления; *5* — датчик фазы; *6* — электромагнитная форсунка; *7* — катушка зажигания; *8* — датчик температуры воздуха; *9* — клапан рециркуляции; *10* — регулятор добавочного воздуха; *11* — датчик массового расхода воздуха; *12* — диагностический разъем; *13* — лампа диагностики; *14* — блок управления; *15* — второй датчик кислорода; *16* — накопительный и основной катализаторы; *17* — аккумуляторная батарея; *18* — датчик температуры отработавших газов; *19* — стартовый катализатор; *20* — первый (широкополосный) датчик кислорода; *21* — датчик положения дроссельной заслонки; *22* — датчик положения коленчатого вала; *23* — датчик детонации; *24* — датчик температуры охлаждающей жидкости

ных МП-системах компоненты и алгоритмы управления, но и специфические функции непосредственного впрыскивания. Поэтому, понятно, содержит и новые компоненты и алгоритмы. Что, как показывает анализ, делает весьма желательным использование 32-разрядного микроконтроллера, имеющего повышенные быстродействие и вычислительные способности.

Данные выводы реализованы при исследовании экспериментального двигателя ЗМЗ-НАМИ.

На данном двигателе топливо в цилиндры подает электронная система впрыскивания, контролируемая блоком управления в зависимости от режима работы двигателя. Для формирования сигнала с энергией и быстродействием, достаточными для управления форсунками высокого давления, в состав системы введен коммутатор, благодаря которому гарантируется быстрое срабатывание форсунок и короткая (от 0,4 мс на холостом ходу до 5 мс при полной нагрузке) длительность впрыскивания топлива. Оптимальный момент воспламенения смеси обеспечивает микропроцессорное управление системой зажигания с индивидуальными для каждой свечи катушками. Селективный контроль детонации позволяет оптимизировать опережение зажигания в каждом цилиндре на режиме полного дросселя.

Для выполнения экологических норм "Евро-4" используется система, состоящая из трех катализаторов: стартового трехкомпонентного, расположенного (для быстрого его выхода на рабочий режим) на выпускном коллекторе; накопительного NO_x-катализатора и основного трехкомпонентного катализатора, установленных под полом автомобиля. Кроме того, применено также устройство рециркуляции отработавших газов. Эффективную работу этих элементов обеспечивает точный контроль состава смеси, осуществляемый с помощью обычного двухступенчатого ($\alpha = 1$) и широкополосного ($0{,}7 < \alpha < 4{,}0$) датчиков кислорода, а также контроль с помощью датчика температуры "температурного окна" на входе в NO_x-катализатор. Последний особенно важен для накопительного катализатора из-за его высокой чувствительности к температуре, как это видно из рис. 9, на котором показана зависимость коэффициента $K_к$ конверсии оксидов азота от данного параметра.

Очевидно, калибровки двигателя должны быть подобраны так, чтобы характеристики отработавших газов соответствовали выбранной технологии их нейтрализации. На смеси стехиометрического состава антитоксичная система работает подобно системе нейтрализации с многоточечным впрыскиванием. Однако работа на бедной смеси (гомогенной или расслоенной) имеет существенные отличия. Накопительный NO_x-катализатор необходимо регулярно очищать от оксидов азота, конвертируя их в молекулярный азот. Это достигается периодическим обогащением топливовоздушной смеси, влияя одновременно на энергетические показатели двигателя (и, естественно, на ездовые качества автомобиля), что должно учитываться стратегией управления двигателем.

Применение накопительного NO_x-катализатора потребовало новой технологии бортового его диагностирования. Дело в том, что обычное диагностирование трехкомпонентного катализатора, которое заключается в мониторинге состава отработавших газов двумя датчиками кислорода, для накопительного катализатора при работе двигателя на бедной смеси невозможно. Поэтому на рассматриваемом двигателе обычный датчик кислорода использован для калибровки широкополосного датчика кислорода и диагностирования основного катализатора, датчик температуры отработавших газов — для диагностирования стартового ка-

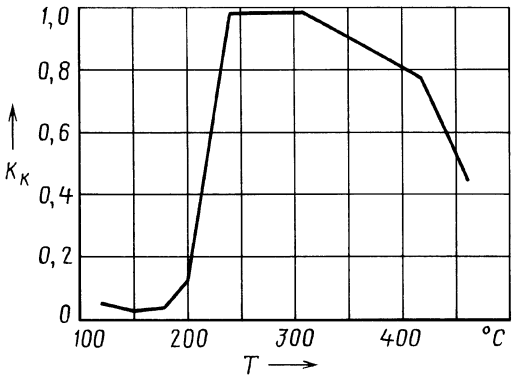


Рис. 9. Влияние температуры накопительного NO_x-катализатора на коэффициент $K_к$ конверсии оксидов азота

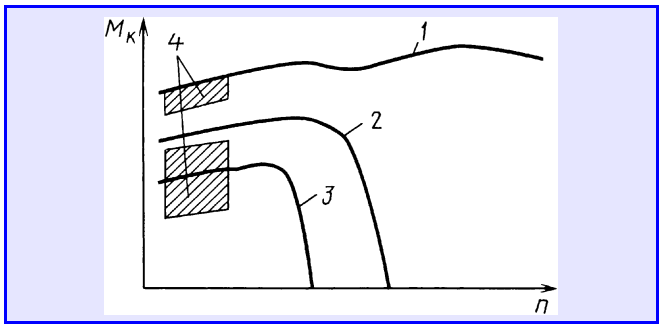


Рис. 10. Диаграмма операционных мод "ультрабедного" экспериментального двигателя ЗМЗ-НАМИ:
1 — α < 1; *2* — α = 1; *3* — α ≫ 1 (1 + рециркулируемые отработавшие газы); 4 — двойное впрыскивание

тализатора и расчета температуры NO_x-катализатора, необходимой для его контроля и диагностирования, а широкополосный датчик кислорода — для многих целей, в том числе для контроля коэффициента избытка воздуха при работе двигателя на бедных смесях, расчете объема накопленных в катализаторе оксидов азота. Диагностирование пропусков сгорания обычное — по неравномерности вращения коленчатого вала, т. е. по сигналам датчика положения последнего. Для исключения ложного диагностирования в состав системы управления может быть введен датчик ускорения автомобиля.

Особенности управления НВБ-двигателем связаны с необходимостью выбора и установки оптимальной операционной моды (бедной расслоенной, бедной гомогенной, стехиометрической и др.) для каждой точки рабочей характеристики двигателя, а также управления частыми изменениями мод при движении автомобиля.

Другими словами, для максимального использования преимуществ впрыскивания бензина в цилиндры требуются разные операционные моды. Они и предусмотрены, как это видно из рис. 10, операционной картой "ультрабедного" НВБ-двигателя (сплошными линиями на ней выделены основные операционные моды).

На малых и средних скоростных и нагрузочных режимах, вообще говоря, наиболее эффективна работа двигателя без дросселирования на расслоенной смеси с коэффициентом избытка воздуха, достигающим 6—7 ед. Благодаря повышенной термодинамической эффективности и пониженным насосным и тепловым потерям при таких α расход топлива этим двигателем снижается, по сравнению с расходом двигателем с многоточечным впрыскиванием, на ~25 %. Однако чтобы снизить выбросы оксидов азота до уровня норм "Евро-3" и "Евро-4", расслоенный заряд приходится разбавлять значительным количеством рециркулируемых отработавших газов (степень рециркуляции 30—40 %), из-за чего стабильное сгорание смеси имело место лишь до α = 2,5÷4,0. Кроме того, на очень малых (менее 20 % полной) нагрузках желательно ограниченное дросселирование, чтобы повысить температуру отработавших газов до 523 К (250 °С) и выше и за счет этого увеличить эффективность NO_x-катализатора. (Правда, расход топлива при этом несколько возрастает.)

За пределами данной операционной моды сгорание бедной расслоенной смеси становится менее эффективным, чем бедной гомогенной смеси (на повышенных нагрузках — $M_к$ из-за локального переобогащения смеси, ведущего к росту выбросов сажи и несгоревших углеводородов, а на повышенных частотах *n* вращения коленчатого вала — из-за роста турбулентности в цилиндре, затрудняющего формирование расслоенного заряда). Поэтому при больших $M_к$ и *n* выгоднее работать на гомогенной стехиометрической смеси (α = 1), которая помогает обеспечить низкие уровни вредных выбросов, или (при полной нагрузке) — на обогащенной (α < 1) смеси, что гарантирует высокие энергетические показатели двигателя.

В переходной области между модами бедного расслоенного и гомогенного стехиометрического сгорания для эффективной работы двигателя требуется бедная гомогенная (α > 1), смесь: именно при такой смеси получаются наиболее низкие расходы топлива и выбросы оксидов азота. Для еще большего уменьшения выбросов этих оксидов моду сгорания бедной гомогенной смеси следует заменить модой сгорания гомогенной стехиометрической смеси, разбавленной рециркулируемыми отработавшими газами.

Более тонкая настройка двигателя может потребовать введения операционных мод, связанных с применением двойного впрыскивания топлива. Например, в переходной области между модами сгорания расслоенной и бедной гомогенной смесей, чтобы за счет двойного (на впуске и сжатии) впрыскивания обеспечить плавное регулирование крутящего момента с изменением нагрузки, исключить пропуски и неполное сгорание, связанные с избыточным обеднением гомогенной смеси, устранить выбросы сажи, обусловленные недостаточным обеднением расслоенной смеси. Или при полной нагрузке и малых частотах вращения коленчатого вала, чтобы за счет двойного впрыскивания улучшить антидетонационные качества двигателя, повысить (судя по экспериментам — на ~7 %) его крутящий момент. (Дело в том, что смесь, образованная первой порцией топлива, слишком бедна, чтобы вызвать детонацию, а локальное обогащение, создаваемое второй порцией, существует недостаточно долго, чтобы протекающие в смеси предпламенные реакции завершились детонацией.) Или на режиме прогрева двигателя, чтобы за счет такого впрыскивания быстрее прогреть стартовый катализатор до температуры, обеспечивающей его эффективную работу (первая порция топлива формирует бедную расслоенную смесь и впрыскивается на такте сжатия, вторая — в догорающую смесь на такте расширения, обеспечивая тем самым позднее сгорание и, следовательно, рост температуры газов в выпускном коллекторе).

Перечисленные моды не исчерпывают все ситуации, возникающие при работе двигателя в составе автомобиля. Дополнительные операционные моды требуются для пуска и прогрева двигателя, регенерации накопительного NO_x-катализатора, защиты компонентов и др. Система управления должна, в зависимости от условий работы двигателя, переключать с одной моды на другую так, чтобы, во-первых, водитель не ощущал разницы в крутящем моменте; во-вторых, переключение осуществлялось максимально быстро; в-третьих, снижение топливной экономичности было минимальным.

УДК 621.85

Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС

Доктора техн. наук С.Б. ШУХМАН и С.В. БАХМУТОВ, В.Э. МАЛЯРЕВИЧ

НАМИ-Сервис, МГТУ "МАМИ"

Разработав принципы автоматического управления гибкой трансмиссией полноприводных АТС (см. "АП", 2007, № 2), специалисты МГТУ "МАМИ" и НАМИ, естественно, не могли не сделать и следующий шаг — не заняться их реализацией, т. е. созданием структурных и функциональных схем таких систем. И этот шаг они сделали применительно к наиболее перспективной из "гибких" трансмиссий — гидрообъемной. Потому что она обладает перед, скажем, традиционными механическими трансмиссиями рядом безусловных преимуществ. В том числе возможностями работы двигателя АТС на оптимальном режиме, который представляет собой наиболее выгодный компромисс требований в отношении минимальных расхода топлива и токсичности отработавших газов, оптимального теплового режима и т. п. построения регулируемого, индивидуального для каждого из колес привода, работающего с учетом сцепных свойств шины и опорной поверхности; повышения средних скоростей движения АТС в условиях бездорожья (за счет лучшего использования мощности двигателя) и маневренности (вплоть до полного поворота АТС на месте в любых условиях — за счет бортового поворота); использования силовых установок с низким коэффициентом приспособляемости, в том числе высокооборотных (например, газовой турбины); "гибкой" компоновки трансмиссии и модульности ее построения (элементы-модули можно расположить в любых точках АТС). Вне конкуренции гидрообъемная трансмиссия и со многих других точек зрения: она обеспечивает бесступенчатое (групповое и индивидуальное), без разрыва потока мощности, изменение подводимого к движителям крутящего момента с суммарным силовым диапазоном 17—22, а в перспективе — и 33; обладает жесткими кинематической и силовой характеристиками, что упрощает автоматизацию управления ею; привод трансмиссии — малоинерционен, что снижает динамические нагрузки на переменных режимах ее работы.

Есть, к сожалению, у гидрообъемных трансмиссий неустранимые (или трудноустранимые) недостатки. Во-первых, при передаче мощности от двигателя к исполнительным органам происходит двойное преобразование энергии, поэтому общий КПД системы "двигатель—трансмиссия—движитель" всегда ниже, чем у механической трансмиссии: он не превышает 0,68—0,73, снижаясь в крайних зонах нагружения (при максимальных тяге и скорости движения). Во-вторых, ее конструкция сложнее и более трудоемка в изготовлении, поскольку имеет в своем составе прецизионные пары. В-третьих, она требует применения регуляторов между двигателем и насосами, а также между гидромоторами и колесами. В-четвертых, при работе на значительных давлении и частоте вращения роторов насосов и моторов рабочая жидкость излучает высокочастотный шум. В-пятых, для ее технического обслуживания нужна высокая квалификация специалистов. Однако все эти недостатки окупаются ее достоинствами.

При разработке системы управления гидрообъемной трансмиссией ставилась задача: она должна быть универсальной, т. е. пригодной работать и как система "класса *N*", и как система "класса *V*", а переход с одного режима на другой должен осуществляться переключателем на пульте оператора (водителя). Это означает, что она должна получать достаточный объем информации о текущих параметрах движения каждого из колес и режиме работы двигателя, обрабатывать ее и оказывать управляющие воздействия на регулируемые агрегаты трансмиссии для режима "класса *V*" и на двигатель. Поэтому должна состоять, как и любая многофункциональная АСУ, из бортовой ЭВМ (или комплекса вычислительных блоков), пульта управления в кабине АТС, системы датчиков, аналого-цифровых преобразователей, исполнительных механизмов, согласующих устройств, блока питания и соединительных кабелей.

Все это и предусмотрено в автоматической системе управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного автомобиля с колесной формулой 6×6, структурная блок-схема которой приведена на рис. 1.

Как видим, в нее входят 22 чувствительных элемента (датчики); бортовой вычислительный комплекс; исполнительные механизмы, в том числе три гидронасоса, шесть гидромоторов и (только для системы "класса *V*") механизм перемещения органа подачи топлива в двигатель.

Неотъемлемой частью рассматриваемой системы является также пульт управления (на рис. 1 не показан) в кабине водителя. Его элементы: включатель системы управления; сигнализатор включенного ее состояния; переключатель направления движения автомобиля (вперед или назад) и режима работы системы (режим "класса *N*" или "класса *V*"); индикатор информационных сигналов системы и сигнализатор неисправностей.

Система управления имеет, кроме того, вход от датчика педали тормоза, по сигналу которого в начале хода данной педали трансмиссия переводится в режим торможения двигателем, а при дальнейшем ее ходе — в режим "нейтраль".

"Сердце" автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссией — ее вычислительный комплекс. Он включает два уровня управления — нижний и верхний, первый из которых состоит из трех вычислительных блоков, каждый из которых управляет гидромоторами одного моста и связанным с ними насосом, а верхний — из одного вычислительного блока, по положению органа регулирования подачи топлива определяющего величину крутящего момента, которым должен быть нагружен двигатель, его распределение по мостам АТС, а в случае системы "класса *V*", кроме

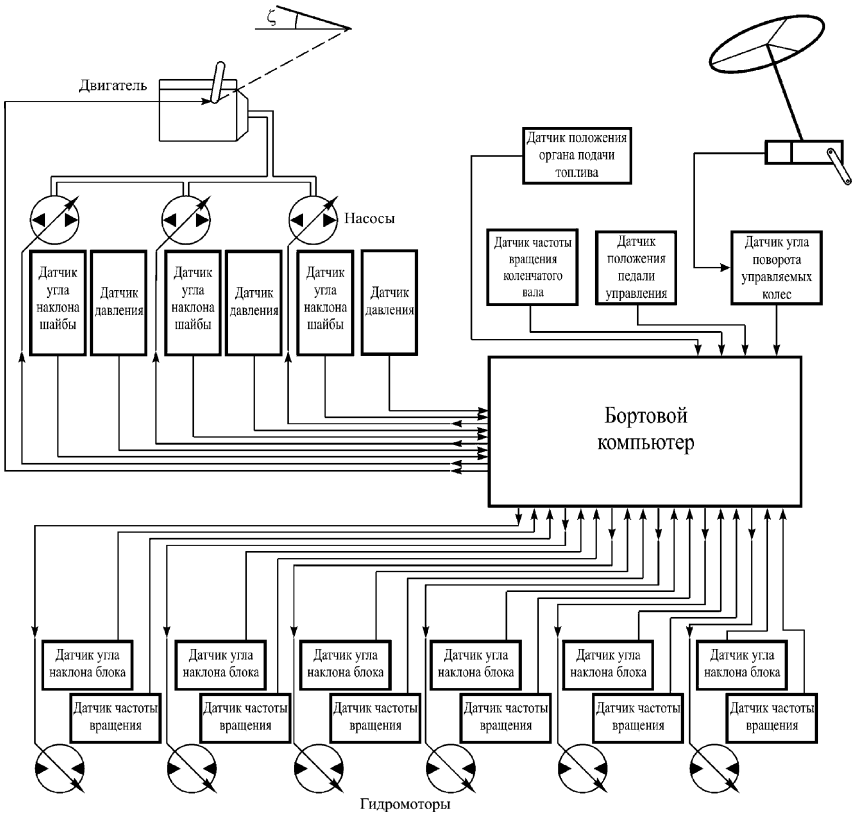


Рис. 1. Структурная схема системы управления гидрообъемной трансмиссией

того, и из управляющего органа подачи топлива.

Рассмотрим функциональные схемы обоих уровней.

Каждый вычислительный блок нижнего уровня решает одни и те же четыре задачи: изменяет передаточное число гидроконтура своего моста по командам верхнего уровня; определяет оптимальную величину рабочего объема насоса (при максимальном значении КПД); перераспределяет суммарный рабочий объем гидромоторов левого и правого колес в зависимости от сцепных свойств контакта "колесо—опорная поверхность" под каждым из колес, а при достаточном запасе сцепления — с целью достижения минимальных потерь мощности; выявляет близость буксования одного или обоих колес моста. Для того чтобы решить эти задачи, блок получает информацию из трех источников — соответствующих датчиков, заложенных в его память таблиц или аналитического уравнения и блока верхнего уровня.

Так, датчики выдают ему значения фактического рабочего объема гидромоторов левого (q_1) и правого (q_2) колес моста; частоты n_1 и n_2 вращения роторов этих гидромоторов; частоты вращения коленчатого вала двигателя; фактического рабочего объема $q_н$ насоса, связанного с гидромоторами данного моста; текущего давления p рабочей жидкости в гидроконтуре. Второй источник информации включает универсальную характеристику гидронасоса [$\eta = f(q_н; p, n_д)$] и значения двух эталонных параметров, которые должны быть реализованы, — передаточного числа i_1 гидроконтура, крутящих моментов $M_{нТ}$ гидронасосов.

Каждый вычислительный блок нижнего уровня не только получает информацию, но, обработав ее, передает в вычислительный блок верхнего уровня следующие параметры: частоты вращения n_1, n_2 колес "своего" моста и значение коэффициента $k_м$, характеризующего близость буксования обоих колес моста. Кроме того, значение этого коэффициента, а также коэффициента $k_п$ о близости буксования одного из колес моста передаются на пульт управления.

Результат вычислений блок нижнего уровня направляет в анализатор. Это величина крутящего момента, отбираемого насосом моста от двигателя; оптимальная с точки зрения КПД величина рабочих объемов $\Sigma q_{мТ}$ насосов; сигналы датчиков рабочего объема и частоты вращения гидромоторов, а также датчика давления рабочей жидкости в гидроконтуре.

На основании этой информации анализатор распознает близость буксования одного или обоих колес данного моста. Кроме того, определяет требуемые значения рабочих объемов ($q_{Т1}$ и $q_{Т2}$) каждого гидромотора моста, соответствующие минимуму потерь мощности, т. е. максимуму КПД. И если обнаружена близость буксования какого-либо из колес, рабочий объем соответствующего гидромотора с целью ограничения величины крутящего момента на этом колесе фиксируется, а на втором колесе корректируется — с тем, чтобы соблюсти задаваемую величину $\Sigma q_{мТ}$. На пульт управления передается соответствующий информационный сигнал. Если установлена близость буксования и второго колеса, величина рабочего объема его гидромотора также ограничивается, а на пульт управления и в верхний уровень системы выдается соответствующий сигнал, по которому корректируются величины требуемого передаточного числа и крутящего момента, реализуемые насосом моста.

Значения $q_{Т1}$ и $q_{Т2}$ поступают на модулятор, осуществляющий периодическое согласованное их изменение в небольших пределах, после чего они идут в соответствующие блоки сравнения с текущими значениями рабочих объемов гидромоторов. Результаты сравнения поступают на исполнительные механизмы гидромоторов для ликвидации рассогласования $q_{Т1}$, $q_{Т2}$ и $q_{Ф1}$, $q_{Ф2}$.

Значение $q_{нТ}$ поступает в блок сравнения, куда идет сигнал с датчика рабочего объема $q_н$ насоса, а результат сравнения — на исполнительный механизм насоса, ликвидирующий разницу названных выше значений.

Задач, решаемых вычислительным блоком верхнего уровня, пять: обеспечение работы двигателя по заданной характеристике путем регулирования величины крутящего момента, который должен быть приложен со стороны трансмиссии

(а при работе в режиме системы "класса V" — также путем изменения положения органа подачи топлива); определение величины этого крутящего момента с учетом положения органа подачи топлива и в зависимости от сопротивления движению и радиуса поворота автомобиля (а для системы "класса V" и положения педали управления); распределение общего передаточного числа гидротрансмиссии между гидроконтурами таким образом, чтобы потери мощности при движении АТС были минимальными (т. е. чтобы в случае системы "класса N" скорость движения при сохранении величины подводимой мощности была максимально возможной, а в случае системы "класса V" — сумма мощностей, отводимых от насосов, была минимальной при сохранении величины скорости движения); определение скорости движения АТС; предотвращение буксования колес какого-либо из мостов. Для их решения блок верхнего уровня, как и блок нижнего уровня, получает информацию от трех источников: датчиков (значений угла β поворота рулевого колеса, угла α поворота органа подачи топлива, угла ε — поворота педали как аналога задаваемой скорости движения — для системы "класса V", частоты $n_д$ вращения коленчатого вала двигателя и частот n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, n_6 вращения колес автомобиля); от заложенной в виде таблицы или аналитической зависимости регуляторной характеристики двигателя

$$[N_д = f(\alpha); \quad M_x = f(\alpha); \quad n_x = f(\alpha)];$$

значений коэффициентов $k_{м1}$, $k_{м2}$, $k_{м3}$ буксования обоих колес какого-либо моста.

Сигнал с датчика положения органа подачи топлива подается в блок, где размещена регуляторная характеристика двигателя. С выхода этого блока он подается в вычислительный блок. Туда же идет и сигнал датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя. На основании полученной информации определяется требуемое передаточное число трансмиссии и величина крутящего момента, которым должен быть нагружен двигатель. Первое, а также сигнал от датчика угла поворота рулевого колеса идут в блок корректора передаточных чисел, а результат корректирования — в анализатор. Последний принимает и значения скорости движения АТС, выработанные блоком определителя скорости по сигналам датчиков частоты вращения колес и (в случае системы "класса V") сигнал датчика угла поворота педали управления.

По данной информации анализатор вычисляет передаточные числа и величину крутящих моментов, которые должны быть реализованы насосами мостов. Эти величины передаются в модулятор, осуществляющий периодическое поочередное их изменение в небольших пределах, после чего они поступают в нижние уровни системы. (При системе "класса V" анализатор вырабатывает также управляющий сигнал на привод органа регулирования подачи топлива.)

При обнаружении одним из нижних уровней системы близости буксования обоих колес моста сигнал об этом поступает в блок корректора крутящего момента, откуда он передается в анализатор. Передаточное число гидроконтура моста принимается равным фактическому, после чего определяется величина мощности, реализуемая данным мостом, и вычитается из величины мощности, подводимой от двигателя. Разностная величина мощности перераспределяется между другими мостами.

При поступлении сигнала о близости буксования обоих колес второго моста величина реализуемой им мощности также ограничивается и регулируется передаточное число гидроконтура только оставшегося (третьего) моста. Если же поступает и сигнал о близости буксования обоих колес третьего моста, величина реализуемой им мощности также ограничивается, и регулирование гидротрансмиссии в сторону увеличения подводимой мощности прекращается.

Схема автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного автомобиля 6×6 показана на рис. 2.

Как видно из всего сказанного выше, работа рассматриваемой системы управления базируется не на жестких алгоритмах, а на поиске экстремального значения какого-либо параметра движения автомобиля. Например, при определении оптимального распределения мощности по колесам такими показателями являются максимум скорости движения при фиксированном значении подводимой к движителю мощности или минимум подводи-

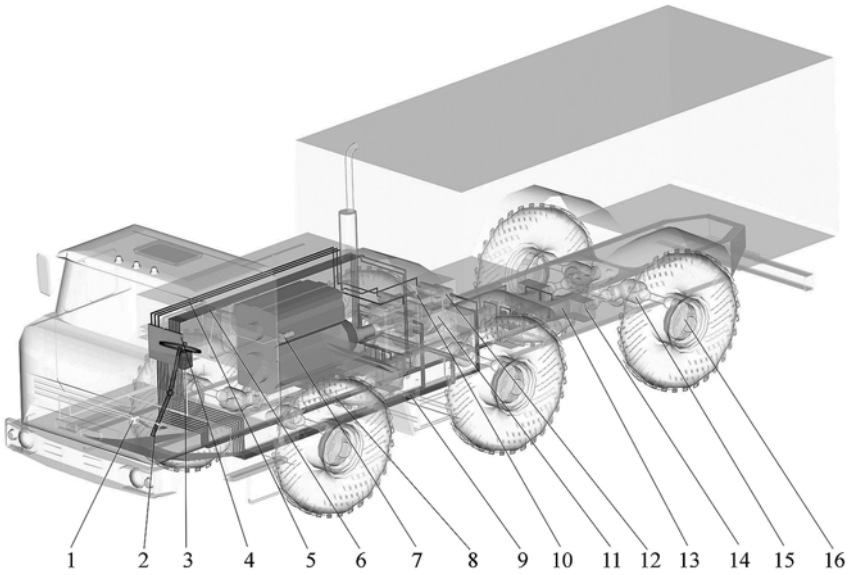


Рис. 2. Автомобиль типа 6×6 с автоматической системой управления гидрообъемной трансмиссией:

1 — датчик положения педали управления; *2* — датчик углового перемещения рулевого колеса; *3* — задатчик направления движения; *4* — бортовой компьютер автоматической системы управления; *5* — каналы для управления гидронасосами; *6* — каналы для управления гидромоторами; *7* — актуатор; *8* — каналы для сбора информации от датчиков угловой скорости вращения гидромоторов; *9* — каналы для сбора информации от датчиков давления гидронасосов; *10* — датчик угловой скорости редуктора насосной станции; *11* — редуктор насосной станции; *12* — гидронасос; *13* — гидромотор; *14* — редуктор гидромотора; *15* — бортовой редуктор; *16* — колесный редуктор

мой мощности при фиксированном значении скорости движения, а в случае желания повысить тяговые качества автомобиля — значение максимального крутящего момента, который может реализовать каждое отдельное колесо по усилиям его сцепления с опорной поверхностью. Причем во всех перечисленных случаях поиск экстремума ведется методом проб при небольших колебаниях подводимого крутящего момента к отдельным мостам или колесам.

Возникает резонное опасение: а сможет ли такая система отличить отклик системы "двигатель—трансмиссия—движитель" на пробные возмущения процесса поиска на фоне воздействия внешних переменных факторов от нестабильности показателей условий движения.

По этому поводу можно высказать следующие соображения.

Во-первых, пробные возмущения необходимо осуществлять со стабильной частотой (позволяет в значительной степени отфильтровать реакцию автомобиля на случайные возмущения со стороны дороги и с большей степенью достоверности выявить результаты подобных возмущений). Причем такой, которая заведомо выше предполагаемой частоты изменения параметров внешней среды. Вместе с тем она должна быть не слишком высокой, чтобы инерционная система "двигатель—трансмиссия—движитель" успела сформировать установившийся отклик на пробное возмущение.

Во-вторых, воздействия системы управления на те или иные параметры трансмиссии и двигателя следует основывать на результате не одного замера, а на осредненном результате нескольких последовательных замеров, что снижает вероятность реакции системы управления на случайные "выбросы" параметров внешней среды. С другой стороны, количество этих замеров не должно быть чрезмерным, чтобы исключить запаздывание реакции системы управления на изменение условий движения.

Гидрообъемная трансмиссия в силу присущей ей весьма малой инерционности и высокой "жесткости" привода является в этом смысле наилучшим объектом автоматизации системы управления из всех существующих в настоящее время типов бесступенчатых трансмиссий.

И последнее. Силовой привод колес полноприводного автомобиля 6×6 с автоматической системой управления рассмотрен на примере автомобиля, оборудованного полнопоточной гидрообъемной трансмиссией. Однако основные принципы управления и схемные решения вполне применимы и для любой другой конструкции "гибкой" трансмиссии, в том числе электрической. Но, безусловно, с учетом особенностей конкретной конструкции.

УДК 629.833.65

О циркуляции мощности в планетарной коробке передач

И.А. ЕВСЕЕНКО

Белорусско-Российский университет

Характерная особенность планетарных коробок передач, как известно, состоит в том, что мощность, идущая от ДВС, передается через них не одним, а несколькими параллельными потоками. Благодаря этому динамическая нагруженность звеньев планетарных коробок передач ниже, чем у вальных, а КПД, наоборот, выше. Однако такое наблюдается лишь при отсутствии циркуляции мощности. Если же циркуляция появляется, то мощность на некоторых элементах планетарных рядов, входящих в циркулирующий контур, становится больше мощности на входном (первичном) валу коробки передач, что, естественно, увеличивает нагруженность этих элементов и снижает КПД планетарного редуктора. Вот почему разработчики новых планетарных коробок передач принимают меры, причем иногда довольно сложные, чтобы исключить циркуляцию мощности. Что им, как правило, и удается. Особенно на передачах переднего хода, на которых коробки в основном и работают. Что же касается передач заднего хода, то для них и теория, и практика циркуляцию мощности допускают, так как данные режимы движения используются сравнительно редко и в течение короткого времени. Например, в коробках передач даже таких известных фирм, как "Аллиссон" и "Катерпиллер", на передачах заднего хода циркуляция мощности не устранена.

Возникает вопрос: а правилен ли такой подход? Ведь при эксплуатации автомобиля, оборудованного планетарной коробкой передач, может возникать (и возникает) необходимость продолжительного движения задних ходом, а циркуляция мощности сказывается на надежности элементов коробки. Не менее и, может, даже более опасно с этой точки зрения и трогание с места задним ходом, особенно резкое трогание.

Чтобы подтвердить или опровергнуть данное предположение, в БРУ провели специальное исследование, в качестве объекта которого взяли планетарный редуктор коробки передач автомобиля БелАЗ-7516.

Исследования вели по методике, которая в свое время была разработана В.Б. Альгиным, основу которой составляет метод внутренних моментов.

Динамическая модель рассматриваемого планетарного редуктора и схема передачи потока мощности через него при включении передачи заднего хода (фрикционного тормоза T_3) имели вид, показанный на рис. 1. Для формирования математической модели использовали универсальный высокоэффективный структурно-матричный метод, предложенный В.П. Тарасиком, а для решения образующих ее дифференциальных уравнений — метод Рунге-Кутта. Процесс трогания автомобиля с места (а именно оно как наиболее тяжелый из динамических режимов было выбрано для анализа) моделировали для горизонтального участка дороги с твердым покрытием; время запаздывания фрикционного тормоза принимали равным 0,2 с.

Цели исследования полученной математической модели сводились к оценке влияния циркуляции мощности на динамическую нагруженность элементов пла-

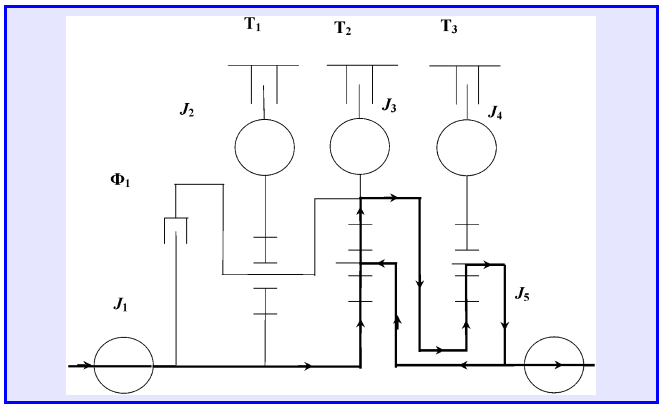


Рис. 1. Динамическая модель планетарного редуктора коробки передач автомобиля БелАЗ-7516 и схема передачи потока мощности в ней на передаче заднего хода:

T_1, T_2, T_3 — фрикционные тормоза включения соответственно второй и первой передач переднего хода, а также передачи заднего хода; I_1, I_2, I_3, I_4, I_5 — моменты инерции планетарного редуктора; $Ф_1$ — фрикционная муфта

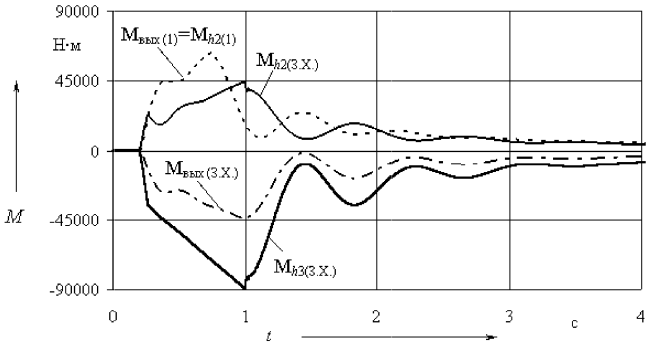


Рис. 2. Изменение крутящих моментов на элементах планетарных рядов редуктора коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места на первой передаче переднего хода и передаче заднего хода

нетарных рядов коробки передач, трансформаций угловой скорости ее входного вала в угловую скорость выходного вала, а также передаваемых ею крутящих моментов и ее КПД в процессе включения передачи. Для чего эти показатели определяли на двух передачах — первой переднего хода, где циркуляция заведомо отсутствует, и заднего хода, где циркуляция есть. (Причина того, что для сравнения выбрали именно эти передачи, очевидна: у коробки передач автомобиля БелАЗ-7516 передаточные числа сравниваемых передач довольно близки по величине: соответственно 5,032 и 4,55.)

Динамическую нагруженность на элементах планетарных рядов оценивали двумя методами — по крутящим моментам на водилах и мощностям на элементах планетарных рядов, которые участвуют в передаче потока мощности на каждой из передач. Дело в том, что первый из методов позволяет сравнить на выбранных передачах силовые нагрузки на самых нагруженных элементах коробки — водилах планетарного ряда, поскольку передаваемый ими момент значительно больше, чем на центральных зубчатых колесах; а второй — оценить изменение передаваемых мощностей в процессе трогания автомобиля с места.

Результаты исследования математической модели приведены на рис. 2—7 и в табл. 1—3. Для удобства их представления на рисунках и в таблицах приняты следующие обозначения: "вход" — входной (первичный) вал коробки, "вых" — выходной (вторичный) ее вал; (1) — первая передача переднего хода; (з.х) — передача заднего хода; *a* — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внешнего зацепления; *b* — центральное зубчатое колесо планетарного ряда внутреннего зацепления, *h* — водило планетарного ряда; цифры *2* и *3* без скобок, стоящие после обозначения элементов *a*, *b* и *h* планетарного ряда — номера планетарных рядов; *M* — крутящий момент; *N* — мощность.

Рассмотрим кривые (рис. 2) изменения крутящих моментов на элементах планетарных рядов коробки передач при трогании автомобиля с места.

Как видим, на первой передаче переднего хода крутящие моменты на водилах не превышают момента на выходном валу коробки передач. То есть циркуляции мощности здесь нет. Значит, нет и динамических нагрузок, превышающих заданные проектные. На передаче заднего хода момент на водиле третьего планетарного ряда больше момента на выходном валу в ~2 раза, что свидетельствует о явном наличии циркуляции мощности в данном контуре и говорит о необходимости учитывать данный факт при прочностном расчете водила. Момент на водиле второго планетарного ряда примерно равен моменту на выходном валу, однако это не представляет серьезной опасности, поскольку третий планетарный ряд работает только на передаче заднего хода, а на остальных передачах динамических нагрузок не воспринимает.

При проектировании коробок передач конструктора, как известно, интересуют не столько текущие значения крутящих моментов, сколько их максимальные значения (амплитуды). Так вот, если посмотреть на тот же рис. 2 и табл. 1, то оказывается, что на передаче заднего хода амплитуда момента на выходном валу коробки передач ниже, чем на первой передаче переднего хода, хотя передаточное число передачи заднего хода больше. Следовательно, можно предположить, что на передаче заднего хода имеется циркуляция мощности.

Элементы второго планетарного ряда при включении передачи заднего хода воспринимают меньшие динамические нагрузки, чем на первой передаче переднего хода. Это означает, что он работает как на первой передаче переднего хода, так и на передаче заднего хода.

Таким образом, есть все основания утверждать, что циркуляция мощности в планетарной коробке передач при движении автомобиля задним ходом и, особенно, при трогании с места в этом направлении, во-первых, увеличивает динамическую нагруженность в элемен-

Таблица 1

Амплитуда	$M_{вых(1)_{max}}$	$M_{вых(з.х)_{max}}$	$M_{h2(з.х)_{max}}$	$M_{h3(з.х)_{max}}$
Значение амплитуды момента, Н · м	63 500	−45 400	44 400	−89 800

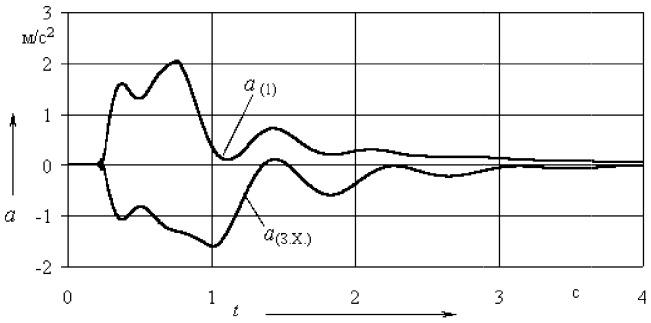


Рис. 3. Изменение ускорения автомобиля БелАЗ-7516 на первой (1) передаче переднего хода и на передаче заднего (2) хода

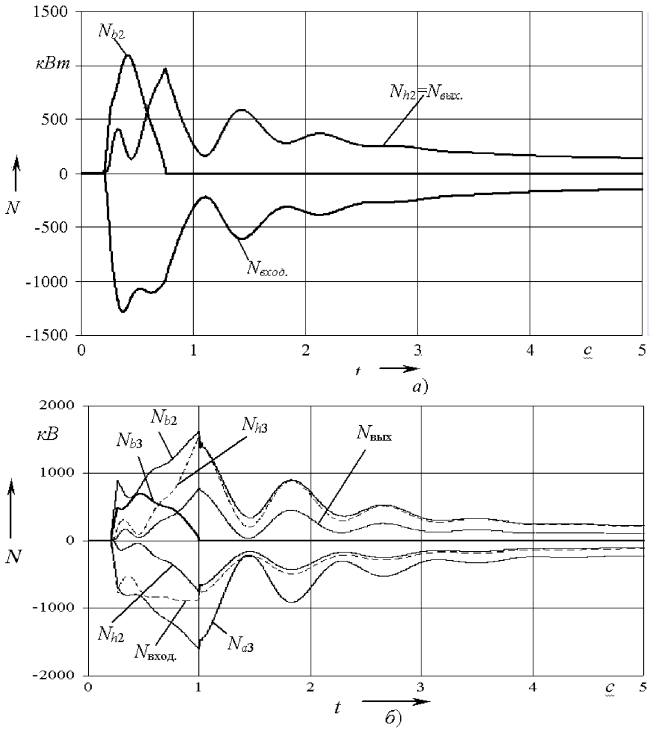


Рис. 4. Изменение мощностей на элементах планетарных рядов редуктора коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места на первой передаче переднего хода (а) и передаче заднего хода (б)

тах коробки, образующих контур циркуляции; во-вторых, обеспечивает более плавное трогание автомобиля с места; в-третьих, ухудшает показатели его динамичности. Что хорошо видно из зависимостей (рис. 3) ускорений от времени при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места в прямом и обратном направлениях.

Результаты исследования динамической нагруженности элементов планетарных рядов от передаваемой коробкой мощности приведены на рис. 4, а значения максимальных амплитуд этих мощностей при трогании автомобиля на передаче заднего хода — в табл. 2.

В качестве оценочного критерия нагруженности при данном методе взят коэффициент $K_м$, равный отношению максимальной амплитуды $N_{j_{max}}$ мощности на j-м элементе планетарного ряда к максимальной амплитуде $N_{вход_{max}}$ мощности на входном валу коробки передач, т. е. $K_м = \left|\frac{N_{j_{max}}}{N_{вход_{max}}}\right|$. Его значения для планетарных рядов в контуре циркуляции мощности рассматриваемого редуктора — в табл. 3.

Анализируя рис. 4 и табл. 2, нетрудно увидеть: на первой передаче переднего хода мощности на элементах планетарных рядов по абсолютной величине не превышают мощности на входном валу коробки, на передаче заднего хода мощности на элементах планетарных рядов, входящих в контур циркуляции, больше мощностей на входном валу коробки, причем на элементах a_3, h_3, b_2 они превышают в 1,7 раза и более; в-третьих, максимальные значения амплитуд мощностей на элементах планетарных рядов соответствуют моменту замыкания фрикционного тормоза T_3, т. е. включения передачи заднего хода.

Таким образом, метод мощностей с физической точки зрения практически повторил результаты, полученные методом крутящих моментов.

Трансформацию потока мощностей (угловых скоростей) можно оценивать, как известно, либо с помощью передаточного отношения i, либо с помощью обратной его величины — передаточного числа. В нашем конкретном случае взято именно передаточное отношение, поскольку при трогании автомобиля с места угловая скорость выходного вала коробки равна нулю, и передаточное число превращается в бесконечность, т. е. теряет физический смысл. В качестве оценочного критерия трансформации крутящих моментов был принят коэффициент K трансформации коробки передач. Влияние же переходного процесса трогания автомобиля на передаче заднего хода на КПД планетарного редуктора оценивали по изменению этого КПД во времени (рис. 5, 6 и 7 соответственно).

Рассмотрим полученные результаты.

Так, циркуляция мощности (см. рис. 5) на трансформацию угловой скорости не влияет, потому что передаточное отношение коробки передач на передаче заднего хода изменяется во времени точно так же, как и на первой передаче переднего хода. Более того, кривые имеют совершенно аналогичное колебание, обусловленное характеристикой (скоростью) нарастания давления во фрикционных тормозах.

Таблица 2

Мощность	$N_{a3_{max}}$	$N_{h2_{max}}$	$N_{h3_{max}}$	$N_{b2_{max}}$	$N_{b3_{max}}$	$N_{вход_{max}}$	$N_{вых_{max}}$
Значение мощности, кВт	−1610	−757	1530	1620	696	−900	775

Таблица 3

Элемент планетарного ряда	a_2	a_3	h_2	h_3	b_2	b_3
Значение коэффициента $K_м$	1,021	1,789	0,841	1,700	1,800	0,773

Но на трансформацию крутящих моментов циркуляция влияет, причем довольно сильно (см. рис. 6): на первой передаче прямого хода коэффициент K при трогании автомобиля с места остается практически постоянным (равным 4,46), а в случае передачи заднего хода его значения изменяются по ярко выраженному колебательному процессу и по абсолютному значению в несколько раз отличаются от значения K на первой передаче переднего хода.

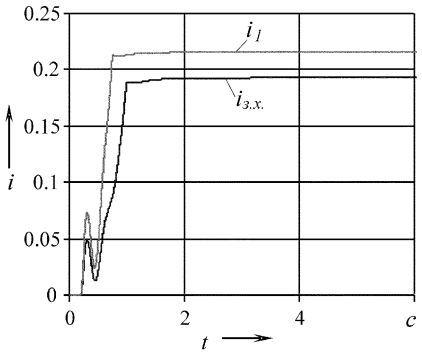


Рис. 5. Изменение передаточных отношений коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места на первой передаче переднего хода и передаче заднего хода

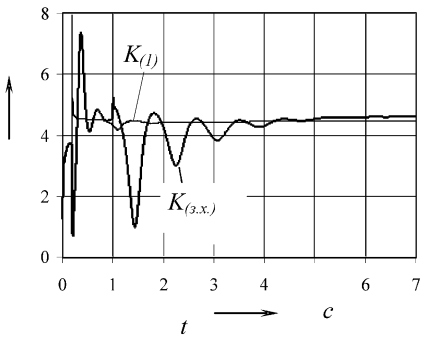


Рис. 6. Изменение коэффициента трансформации коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места на первой передаче переднего хода и передаче заднего хода

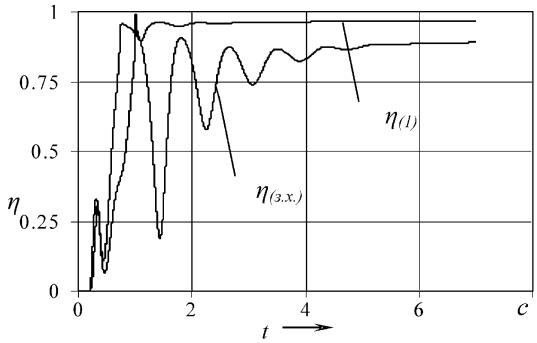


Рис. 7. Изменение КПД коробки передач при трогании автомобиля БелАЗ-7516 с места на первой передаче переднего хода и передаче заднего хода

Циркуляция мощности отрицательно сказывается и на КПД коробки передач (см. рис. 7): изменение КПД, во-первых, носит колебательный характер, увеличивая тем самым время переходного процесса при трогании автомобиля с места на передаче заднего хода; во-вторых, КПД получается значительно меньшим, чем на первой передаче переднего хода, поскольку мощность, подводимая к выходному валу коробки передач, разделяется на два потока, один из которых идет к ведущим колесам автомобиля, а второй возвращается в коробку, т. е. образует замкнутый контур циркуляции, повышая мощность на элементах планетарных рядов и снижая мощность, подводимую к ведущим колесам автомобиля.

Какой же вывод можно сделать из всего сказанного? Он очевиден: если планетарную коробку передач предполагается устанавливать на автомобиль, предназначенный для перевозок на большие расстояния (скажем, на тягач автопоезда), то циркуляция мощности на передаче заднего хода — дело вполне допустимое: автомобиль на передачах переднего хода вырабатывает практически весь свой ресурс. Если же такая коробка будет стоять, к пример, на погрузчике, работающем в подземном карьере, т. е. на режиме "вперед—назад", циркуляция мощности недопустима и на передаче заднего хода.

УДК 629.062

Траекторные искажения движения АТС, обусловленные неопределенностью связей в рулевом приводе

И.В. ХОДЕС

Волгоградский ГТУ

Устойчивость и управляемость — свойства АТС, характеризующие безопасность его движения при выполнении транспортных операций. Причем практики особенно ценят именно управляемость, т. е. способность АТС выдерживать заданные через рулевой механизм траекторию движения и режим ее корректирования (подруливание).

На управляемость влияют многие внешние и внутренние факторы: массово-геометрические и упруго-демпфирующие свойства машины, дорожные условия и т. п. Но самыми существенными и первостепенными являются все-таки два — стабильность и определенность кинематической связи рулевого колеса и управляемых колес. Поэтому и для теории, и для практики очень важно знать все то, что нарушает определенность данной связи, приводя к боковым смещениям и курсовым отклонениям АТС, сказывающимся на управляемости.

Начнем со статистической неопределенности. Основным параметром, позволяющим оценить связь угловых перемещений рулевого колеса ($\theta_р$) и управляемых колес (θ), считается передаточное число i рулевого привода, которое подсчитывают по формуле № 1 (см. таблицу). Величину его задают конструктивно, причем она в процессе поворота руля может быть либо постоянной (прямая *1* на рис. 1, *а*), либо переменной (кривая *2* на том же рисунке).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$i = \theta_р/\theta$	—
2	$R = \dfrac{L}{\mathrm{tg}\theta_р/i + \delta_{02} - \delta_{01}}$	L — база продольная; δ_{01}, δ_{02} — углы увода передней и задней осей
3	$\Delta\upsilon = \dfrac{\Delta\theta_{рк+э}}{L\cos^2(\theta + \delta_{02} - \delta_{01})}$	$\Delta\upsilon$ — разность между теоретической и фактической кривизной траектории движения
4	$\Delta\upsilon = \dfrac{\Delta\theta_{рк+э}}{L}$	—
5	$\Delta S_с = \dfrac{\upsilon^2 \upsilon T_0^2}{2\pi} = \dfrac{\upsilon^2 T_0^2}{2\pi L}\theta_{рк+э}$; $\Delta\varphi_с = \dfrac{\upsilon T_0}{\pi L}\theta_{рк+э}$	$\upsilon = \dfrac{1}{R} = \dfrac{\mathrm{tg}\theta_р(i + \delta_{02} - \delta_{01})}{L}$; υ — скорость движения АТС; T_0 — период реализации ($\omega = 2\pi/T_0$) двухстороннего синусоидального отклонения управляемых колес в пределах кинематической неопределенности $\theta_{рк+э}$
6	$M_{рк} = M_{ук}\eta_{рк\to ук}/i$	$\eta_{рк\to ук}$ — КПД рулевого механизма при передаче крутящего момента от рулевого колеса к управляемым колесам
7	$M_{ук} = M_{рк} i \eta_{ук\to рк}$	$\eta_{ук\to рк}$ — КПД рулевого механизма при передаче крутящего момента от управляемых колес к рулевому колесу
8	$\theta_{ру} = \dfrac{M_{стаб}(\theta) + M_ш + M_\Sigma}{c_{рк\to ук}}$	—
9	$\Delta\theta_у = \dfrac{M_{стаб}(\theta) + M_ш + M_\Sigma}{c_{рк\to ук} i}$	—
10	$c_{рк\to ук} = \dfrac{\Delta M_{рк}}{\Delta\theta_{рк}} = \dfrac{\Delta M_{ук}\dfrac{\eta_{рк\to ук}}{i}}{\Delta\theta i} = c_{ук}\dfrac{\eta_{рк\to ук}}{i^2}$	—
11	$\Delta\theta_{ру} = \dfrac{M_{стаб}(\theta) + M_ш + M_\Sigma}{\eta_{рк\to ук} c_{рк\to ук}}$	—
12	$J_{ук} = 2m_к l_ц^2 k_т$	$m_к$ — масса колеса; $l_ц$ — расстояние от оси вращения колеса до его центра массы; $k_т = 1{,}05 \div 1{,}15$ — коэффициент пропорциональности рулевых тяг
13	$\dfrac{c_{рк(рк\to ук)}}{c_{ук(рк\to ук)}} = \dfrac{\eta_{рк\to ук}}{i^2}$; $\dfrac{c_{ук(рк\to ук)}}{c_{рк(рк\to рк)}} = \dfrac{i^2}{\eta_{ук\to рк}}$	—
14	$c_{рк(рк\to ук)}(\theta_{рк} - \theta) = J\ddot{\theta} + M_{ст}(\theta,\dot{\theta}) + M_п \mathrm{sgn}\dot{\theta}$	$M_п$ — момент сухого трения в шарнирах рулевого привода
15	$k_э = \dfrac{2M_п T_0}{\pi^2\theta_{рк_0}} = \dfrac{4M_п}{\pi\theta_{рк_0}\omega}$	$\theta_{рк_0}$ — амплитуда перемещения; ω — возмущающая частота
16	$k_э = 4M_п/\pi\dot{\theta}_{рк}$	—
17	$\ddot{\theta} + 2h_\varphi\dot{\theta} + \omega_с^2\theta = \left(\dfrac{\omega_с^2\theta_{рк_0}}{2} - \dfrac{\omega_с^2\theta_{рк_0}}{2}\cos 2\omega t\right)\sin\omega t$	$h_\varphi = \dfrac{K_э}{2J_{ук}}$ — коэффициент детерминирования; $\omega_\varphi = \sqrt{\dfrac{c_{рк}}{J_{ук}}}$ — собственная частота колебаний
18	$\bar{\theta} = e^{-h_\varphi t}\left(c_1\cos\sqrt{\omega_c^2 - h_\varphi^2}\,t + c_2\sin\sqrt{\omega_c^2 - h_\varphi^2}\,t\right)$	$\bar{\theta}$ — первое частное решение; $c_1 = D - \dfrac{\theta_{рко}}{2}$; $c_2 = c_1\dfrac{h_\varphi - 2\beta\omega}{\sqrt{\omega_c^2 - h_\varphi^2}}$
19	$\theta_* = \dfrac{A}{2} - \dfrac{D\cos 2\omega t}{2} + \dfrac{B\sin 2\omega t}{2}$	θ_* — второе частное решение; $A = \theta_{рк_0}$; $B = \dfrac{2\theta_{рк_0}\omega_c^2 h_\varphi^2\omega}{(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 - 16h_\varphi^2\omega^2}$; $D = \dfrac{\theta_{рк_0}\omega_c^2(\omega_c^2 - 4\omega^2)}{2(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 - 16h_\varphi^2\omega^2}$
20	$\theta_д = \bar{\theta} + \dfrac{\theta_{рк_0}}{2} - \dfrac{\theta_{рк_0}}{2}\dfrac{\omega_c^2\sqrt{(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 + 16h_\varphi^2\omega^2}\sin(2\omega t + \varphi)}{(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 - 4\omega_c^2 h_\varphi\omega}$	—

№ формулы	Формула	Примечания
21	$D = \dfrac{\theta}{\theta_{рк_0}} = 0{,}5 + 0{,}5\dfrac{\omega_c^2\sqrt{(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 + 16h_\varphi^2\omega^2}}{(\omega_c^2 - 4\omega^2)^2 - 4\omega_c^2 h_\varphi \omega}$	—
22	$\Delta\theta_д = \theta - \theta_{рк_0}$	—
23	$\Delta S_р = \dfrac{v^2 T_0^2}{2\pi L}\Delta\theta_д$	—

На практике чаще всего применяется второй вариант, поэтому в дальнейшем речь пойдет именно о нем.

Кривая *2* на рис. 1, *а* отображает случай, когда свободный ход рулевого механизма равен нулю. В реальных же конструкциях свободный ход всегда есть. И задается он увеличивающимся по мере поворота рулевого колеса. Поэтому (рис. 1, *б*) реальная кривая *3′* отличается от теоретической кривой *2* на величину $\Delta\theta_{рк}$. Кроме того, при эксплуатации АТС неизбежно появляются зазоры в сопряжениях рулевых тяг, шаровых опорах, шкворнях, других узлах подвески и т. д., которые смещают кривые в положение *1* или *2*, т. е. появляется поправка $\Delta\theta_{рэ}$. Все это приводит к кинематической неопределенности соответствия углов поворота рулевого колеса и управляемых колес, т. е. передаточного числа привода, а следовательно, и радиуса R траектории движения АТС, поскольку величину данного радиуса дает, как известно, формула № 2.

Таким образом, поворачивая рулевое колеса на угол $\theta_р$, мы никогда не повернем управляемые колеса на угол $\theta = \theta_р/i$: "вмешается" $\Delta\theta_{рк+э} = \Delta\theta_{рк} + \Delta\theta_э$. Но получать предельное значение θ, а значит, и предельно возможное изменение радиуса R или обратной ему величины $1/R$, т. е. кривизну ν траектории, можно, задавшись предельно допустимым значением $\Delta\theta$ (формула № 3, получаемая из $\Delta\nu = \dot{\nu}\Delta\theta$).

Для прямолинейного движения, очевидно, $\theta = 0$; $\delta_{02} - \delta_{01} = 0$; $\cos\theta = 1$. То есть в этом случае формула № 3 превращается в формулу № 4. Иначе говоря, величина неконтролируемого отклонения кривизны траектории в поперечном направлении прямо пропорциональна предельному значению $\Delta\theta_{рк+э}$ и обратно пропорциональна базе АТС. А это уже, как говорится, информация к размышлению для конструктора.

Теперь о поперечном смещении ΔS и курсовом отклонении $\Delta\varphi$ траектории АТС. При прямолинейном движении они, как правило, подчиняются синусоидальному периодическому закону. Поэтому их амплитуды можно подсчитать по формуле № 5.

Соотношения неуправляемого свободного отклонения $\Delta\theta$ управляемых колес, курсового отклонения $\Delta\varphi$ и поперечного смещения ΔS для одного периода T_0 синусоидального закона приведены на рис. 2, *а*. Но перемещения, в принципе, могут быть монотонно возрастающими с периодом T_0 на величину $\Delta\theta$. Тогда картина будет соответствовать рис. 2, *б*.

Второй вид неопределенности — упругая, определяемая соотношением крутящих моментов на рулевом колесе и управляемых колесах. Причем эти соотношения неоднозначны и зависят от того, какой из узлов играет роль ведущего. Например, при ведущем рулевом колесе, т. е. когда его поворачивает водитель, прикладываемый крутящий момент $M_{рк}$ соотносится с моментом $M_{ук}$ на управляемых колесах в соответствии

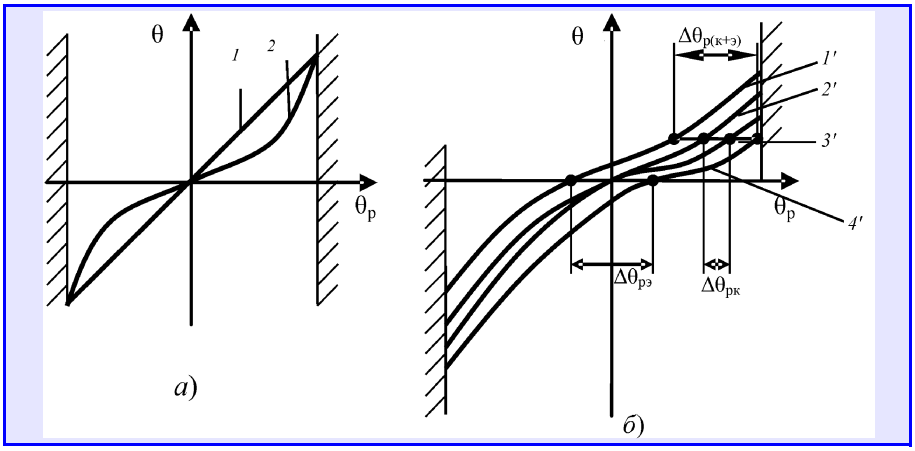


Рис. 1. Теоретические (а) и фактические (б) зависимости:
$\theta = f(\theta_р) = i$; *1* — i — const, $\Delta\theta_{рк} = \theta_э = 0$; *2* — i — var; $\Delta\theta_{рк} = \theta_э = 0$; *1′* — i — var, $\Delta\theta_{рк} \neq \Delta\theta_э \neq 0$; *2′* — i — var, $\Delta\theta_{рк} > 0$, $\Delta\theta_э = 0$; *4′* — i — var, $\Delta\theta_{рк} \neq \Delta\theta_э > 0$

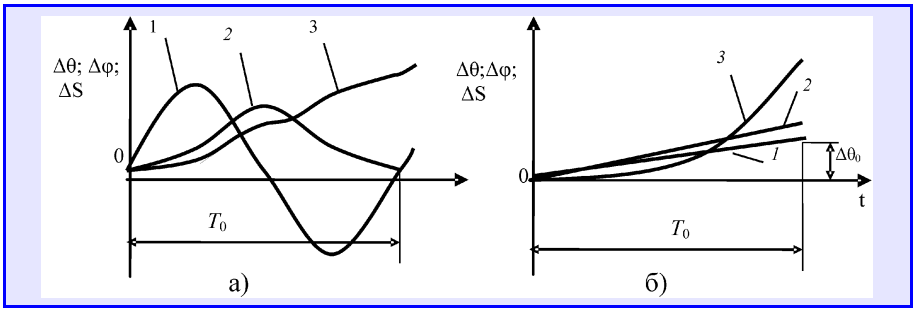


Рис. 2. Соотношение неуправляемых (свободных) отклонений управляемых колес (1), отклонения курса (2) движения и поперечного смещения (3) АТС при синусоидальном (а) и монотонном (б) законах

с формулой № 6, а при ведущей роли управляемых колес (они воспринимают воздействие опорной поверхности и передают его на рулевое колесо) — в соответствии с формулой № 7. Но здесь надо иметь в виду, что $\eta_{ук \to рк} < \eta_{рк \to ук}$ всегда. Значит, и силовые воздействия не могут быть в обоих случаях одинаковыми, что вызывает неоднозначность кинематических соотношений и дополнительную неопределенность соотношений углов $\theta_р$ и θ, особенно по мере исчерпания ресурса и снижения жесткости механизмов управления и рулевого привода.

Так, при угловой жесткости $c_{рк}$, приведенной к валу руля, суммарном моменте $M_ш$ сопротивления в шарнирах шаровых опор и рулевых тягах $M_{рт}$, приведенном к управляемым колесам, моменте M_Σ сопротивления повороту управляемых колес (он включает и гироскопический момент $M_г$), суммарном стабилизационном моменте $M_{стаб}$ и жесткости привода со стороны рулевого колеса, равной $c_{рк \to ук}$, величину угла $\theta_{ру}$ упругого поворота рулевого колеса дает формула № 8. Тогда эквивалентная неопределенность поворота управляемых колес, обусловленная упругостью рулевого привода, может быть подсчитана по формуле № 9.

Входящая в данную формулу угловая жесткость $c_{рк \to ук}$ от рулевого колеса к управляемым колесам при известной угловой жесткости $c_{ук}$ управляемых колес ($c_{ук} = \Delta M_{ук}/\Delta\theta$) соответствует формуле № 10. При зафиксированном же руле, т. е. при $\theta_{рк} = 0$, получим формулу № 11.

Величина $\Delta\theta_{\varphi_{ку}}$ дает дополнительную неопределенность в соотношении θ ($\theta_р$) (см. рис. 1 и 2) и может увеличить коридор движения и курсовое отклонение. То есть сделать то же самое, что и зазоры в рулевом приводе.

На основании сказанного можно считать, что при воздействиях со стороны управляемых колес с увеличением $M_\Sigma + M_ш$ достигается бóльшая стабилизация, чем при воздействиях со стороны рулевого колеса, но увеличивается неопределенность по усилию и перемещению.

Третий вид неопределенности — динамическая. Она зависит от дорожной ситуации и темперамента водителя, которые воздействуют на рулевой привод, вызывая дополнительные динамические сопротивления с проявлением упругих связей и гистерезисных потерь в нем. Это, в свою очередь, приводит к деформациям, увеличивающим неопределенность связи рулевого колеса и управляемых колес.

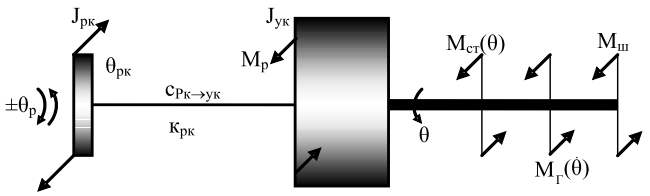


Рис. 3. Динамическая модель рулевого привода АТС

Чтобы решить задачу по выявлению данной неопределенности, зададимся возмущающим воздействием $\theta_{рк}(t)$ на рулевом колесе и определим отклонения $\theta_с(t)$ на управляемых колесах с учетом упругости и сопротивлений во всех звеньях рулевого привода, включая и управляемые колеса, а затем, сопоставив полученный результат со статическим кинематическим соотношением, выделим разность $\Delta\theta_{рк} = |\theta_{рк} - \theta|$, по которой оценим поперечное смещение $\Delta S_д$ и курсовое отклонение $\Delta\varphi_д$ как проявление искажения управляющего воздействия от динамической неопределенности положения управляемых колес. Для этого воспользуемся динамической моделью рулевого привода, приведенной к управляемым колесам (рис. 3), и будем иметь в виду, что показанный на ней момент $J_{ук}$ инерции учитывает массы управляемых колес в сборе с цапфами. Подсчитывается он относительно осей их поворота; расчетная формула — № 12.

Чтобы определить приведенную к управляемым колесам жесткость рулевого механизма, нужно учесть неодинаковость его КПД при передаче моментов от рулевого колеса к управляемым колесам или от управляемых колес к рулевому колесу. И такой способ есть. Его суть — определение не абсолютных значений жесткостей, а их отношений; методическая основа — принцип Даламбера о равенстве элементарных работ на возможных элементарных перемещениях. В случае направления от рулевого колеса к управляемым колесам данный принцип представляет собой уравнение: $M_{рк}\Delta\theta_{рк} = M_{ук}\eta_{рк \to ук}\Delta\theta$. Отсюда отношение между жесткостями на рулевом колесе и управляемых колесах можно записать в виде формул № 13.

Суммарный момент M_Σ сопротивления, приведенный к оси поворота управляемых колес, складывается (с учетом передаточных отношений) из сопротивлений: повороту вала рулевого колеса ($M_п$); в шарнирах рулевого привода ($M_ш$), включая шаровые и маятниковые опоры (или шкворневые сопряжения); от трения, возникающего в процессе колебаний колес на дорожном полотне ($M_{вер}$) относительно вертикальной оси, и суммарного стабилизирующего и гироскопического момента $M_{ст}$, причем $M_\Sigma = M_п + M_{ст}$. Учитывая сказанное, можно составить дифференциальное уравнение угловых колебаний управляемых колес относительно вертикальной оси их поворота, считая, что возмущающим фактором являются задаваемые угловые перемещения на валу рулевого колеса (и, соответственно, на управляемых колесах $\theta_{рк \to ук} = \theta_р/i$. Это уравнение имеет вид формулы № 14.

Заменим постоянный момент $M_п$ сухого трения эквивалентным ему по эффекту затухания колебаний вязкостным трением с коэффициентом $k_э$, который находят в последовательности: за полный период T_0 колебаний при $\theta_{рк} = \theta_р/i = \theta_{рк_0}\sin 2\pi t/T_0$ и $\dot\theta_{рк} = \dot\theta_{рк_0} 2\pi/T_0 \cos 2\pi t/T_0$ работа A в симметричном амортизаторе, когда сила сопротивления пропорциональна скорости $\dot\theta_р/i$, равна $\pi k_э \theta^2_{рк_0} 2\pi/T_0$, а при постоянном моменте $M_п$ сухого трения за тот же период $T_0 - A = 4M_п\theta_{рк_0}$. Считая, что эти работы равны, получаем формулу № 15. Или, если считать мощности трения одинаковыми, — формулу № 16.

Представим, далее, кинематические возмущения со стороны руле-

вого механизма в виде функции $\theta_{рк} = \theta_{рк_0} \sin^2\omega t \cdot \mathrm{sgn}\sin\omega t$, что соответствует начальному моменту входа в поворот с начальной скоростью v_a, и рассмотрим формулу № 14 с учетом начального преобразования, вводя обозначения $k_э/J_{ук} = 2h_\varphi$; $c_{рк}/J_{ук} = \omega_c^2$. В итоге получаем дифференциальное уравнение № 17. Решая характеристическое уравнение для его левой части и имея в виду, что $h_\varphi^2 < \omega_c^2$, получаем частное решение — № 18. Находим второе частное решение (формула № 19). Исходя из этих решений, получаем общее. Это и есть формула № 20.

Далее. Учитывая возможное изменение данной функции в пределах ±1, динамическое изменение D углового перемещения на установившемся режиме дает формула № 21. Анализируя ее, можно утверждать, что с увеличением демпфирования и частоты возмущений коэффициент D динамичности в дорезонансной зоне, где, собственно, и проявляются задаваемые воздействия водителя, будет возрастать. Так как собственная частота ω_c и коэффициент h_φ демпфирования зависят от конструктивных параметров ($J_{ук}$, $c_{рк \to ук}$, $M_п$ и др.), то, задаваясь допустимой величиной динамичности D, можно находить желаемое сочетание названных параметров.

Однако решение, как показывает анализ, справедливо лишь в пределах от $0 \leqslant t \leqslant T_0/2$ и $0 \leqslant \omega t \leqslant \pi$. Для второго же полупериода ($T_0/2 \leqslant t \leqslant T_0$) знак должен быть обратным, что и учитывается функцией $\mathrm{sgn}\sin\omega t$,

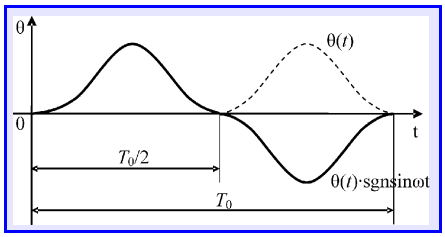


Рис. 4. Зависимость отклонений управляемых колес от времени в первом ($T_0/2$) и втором полупериодах синусоидальных колебаний

имеющей в указанных (рис. 4) пределах знак "минус". При снижении демпфирующих свойств рулевого привода $h_\varphi \to 0$, а возмущающая частота ω сближается с резонансной. Если силы трения в механизмах рулевого привода, шаровых опорах, зоне контакта управляемых колес с дорожным покрытием и др. уменьшить, то, несмотря на благоприятное снижение управляющих воздействий по моменту со стороны рулевого привода при сочетании с увеличением частоты возмущающей ω, это может привести к неуправляемому (произвольному) росту динамических отклонений на величину, определяемую формулой № 22, что вызовет дополнительное амплитудное поперечное смещение и курсовое отклонение, суммарно соответствующие формуле № 23. Тогда для сохранения прежнего качества управляемости автомобиля понадобится дополнительная адаптация водителя к заданному коридору движения, массово-упругогеометрическим характеристикам АТС, скорости движения и интенсивности амплитудных перемещений рулевого колеса.

Допустим (вариант реальный), что мы проверяем сказанное выше на АТС, у которого $\Delta\theta_р = 5°$, $J_{рк \to ук} = 1{,}5$ кгм^2, $i = 12$, $\eta_{рк \to ук} = 0{,}9$, $v = 30$ м/с, $c_{рк(рк \to ук)} = 42\,780$ Н · м, $\omega_c = 171$ с$^{-1}$, $h_\varphi = 1000$ с$^{-1}$, $L = 3$ м, $\omega = 3{,}14$ с$^{-1}$. Тогда, согласно формулам № 5, 11 и № 23, получаем: $\Delta\varphi_c = 0{,}047$ рад. $= 2{,}7°$; $\Delta\varphi_у = 0{,}0076$ рад. $= 0{,}5°$; $\Delta\varphi_д = 0{,}07°$; $\Delta S_c = 0{,}7$ м; $\Delta S_у = 0{,}072$ м; $\Delta S_\Sigma = 0{,}02$ м — и суммарно: $\Delta\varphi_\Sigma = 0{,}06$ рад. $= 3{,}27°$; $\Delta S_\Sigma = 0{,}792$ м. При резком изменении курсового направления (см. рис. 3, *б*) получим $\Delta S_{max} = 2 \cdot 30 \cdot 0{,}06 = 3{,}6$ м, т. е. на скорости ≈100 км/ч отвлечение водителя на 1,5—2 с отбросит автомобиль на обочину или встречную полосу. Это, как видим, очень много. Фактически идет "раскачка" АТС, которую, естественно, допускать нельзя.

Из сказанного следует: при создании новой модели АТС конструкторы, если они хотят сделать ее интересной для потребителя с точки зрения приближения отношения $\theta_р/\theta$ к идеальному (теоретически возможному), должны учитывать все три вида неопределенностей, но, главным образом, уменьшить на порядок свободный ход рулевого колеса (25° для автомобилей ГАЗ-2705, ГАЗ-3221 и т. п.), который небезопасен даже для каскадеров.

Читатель предлагает

УДК 621.43

Бесшатунный поршневой ДВС

Н.И. ПАВЛОВ

Разработчик теории бесшатунных механизмов (БШМ) и первого в мире бесшатунного поршневого ДВС С.С. Баландин в своей книге "Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания", вышедшей в 1968 г. в издательстве "Машиностроение", писал, что результаты испытаний данного двигателя показали его явное превосходство по литровой мощности, тепловому и механическому КПД, детонационной стойкости и токсичности отработавших газов над кривошипно-шатунным аналогом. Но, несмотря на такие достоинства, работы по его доводке были прекращены. Причин тому по меньшей мере две: С.С. Баландин предлагал свой двигатель для военной авиации, но во второй половине 1940-х годов наступил век воздушно-реактивных двигателей. И, кроме того, конструкция его двигателя основана на следующей теореме (рис. 1): "Если концы отрезка *AB* перемещать по двум осям, то его середина *C* будет описывать окружность, радиус которой равен половине отрезка". Реализация данной

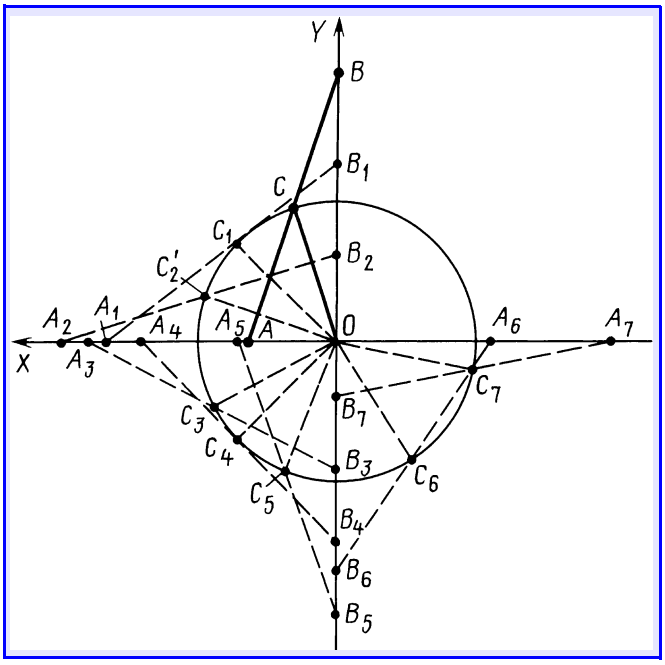


Рис. 1. Идея, положенная в основу двигателя С.С. Баландина

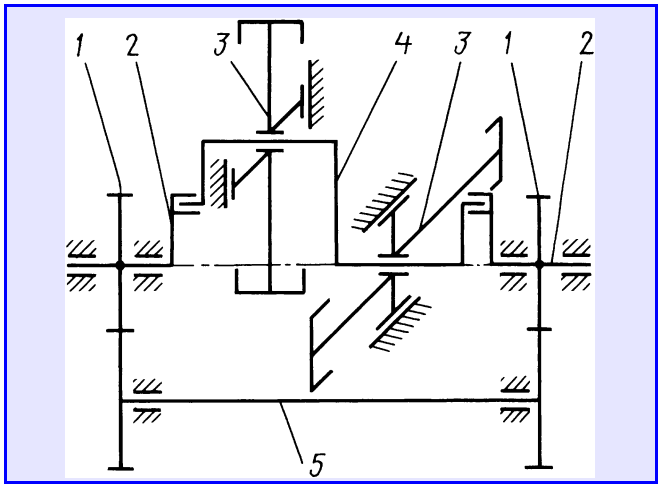


Рис. 2. Кинематическая схема двигателя С.С. Баландина:
1 — зубчатые колеса; *2* — эксцентрики; *3* — штоки; *4* — коленчатый вал; *5* — соединительный вал

теоремы, действительно, интересна. Если точку *C* соединить с точкой *O*, то получится плоская модель бесшатунного механизма (БШМ). Отрезок *AB* совершает сложное вращательное движение: относительное — вокруг точки *C* и переносное — вокруг точки *O*. Причем отрезок *AB* и звено *OC* вращаются с равной угловой скоростью, но в противоположных направлениях. В пространственной модели отрезок *AB* приобретает форму коленчатого вала, причем точки *A* и *B* — оси штоковых шеек коленчатого вала, а точка *C* — ось опорных шеек, звено *OC* — эксцентрик. Следовательно, коленчатый вал совершает планетарное движение, и поэтому обеспечение надежной работы механизма становится технически очень сложной задачей.

Кинематическая схема бесшатунного двигателя С.С. Баландина показана на рис. 2. Здесь соединительный вал *5*, обеспечивающий синхронное вращение двух эксцентриков *2*, усложняет конструкцию двигателя и снижает его надежность, так как силовые зубчатые колеса *1* не могут работать без зазоров, что в условиях знакопеременных нагрузок неизбежно нарушит соосность опорных подшипников коленчатого вала.

Таким образом, сложность и ненадежность механизма, созданного С.С. Баландиным, стали препятствием для его применения.

Анализ показывает, что возможен и такой вариант бесшатунного двигателя, у которого не будет недостатков, присущих двигателю С.С. Баландина. Для этого нужно использовать следующие технические решения (рис. 3 и 4).

1. БШМ построить на основе трехопорного коленчатого вала *2*, в котором два (*5* и *6*) опорных подшипника в основном эксцентрике *1* обеспечивают параллельность осей последнего и коленчатого вала, а опорный подшипник *7* в дополнительном эксцентрике воспринимает радиальную составляющую силы, действующей на него. В результате дополнительный эксцентрик позволяет уменьшить пиковые изгибные напряжения коленчатого вала и повысить быстроходность двигателя. Синхронность вращения эксцентриков обеспечивает коленчатый вал, поэтому соединительный вал не требуется.

2. Цилиндры изготовить попарно как единую деталь, а рабочие поверхности направляющих ползунков и цилиндров — как единую поверхность. Это обеспечит соосность поршней и цилиндров, а также продольную сборку БШМ. Кроме того, цельные штоки позволяют увеличить диаметры штоковых шеек коленчатого вала, что, в свою очередь, дает возможность применить коленчатый вал без переходных щек, сле-

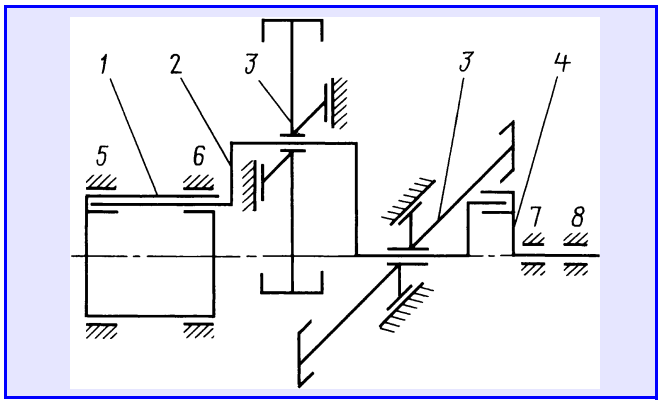


Рис. 3. Кинематическая схема БШМ с трехопорным коленчатым валом:
1 — основной эксцентрик; *2* — коленчатый вал; *3* — штоки; *4* — дополнительный эксцентрик; *5* и *6* — подшипники основного эксцентрика; *7* и *8* — подшипники дополнительного эксцентрика

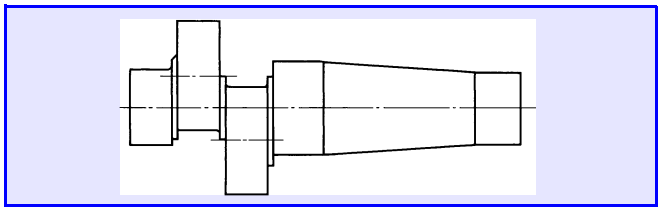


Рис. 4. Трехопорный коленчатый вал

довательно, уменьшить расстояния между опорами вала и длину двигателя.

3. Подвесные клапаны в цилиндре установить под прямым (или близким к нему) углом к оси цилиндра. При этом для обработки их посадочных мест торцы цилиндра выполнить скошенными. Но возможен и вариант размещения клапанов в крышке цилиндра.

Форма камеры сгорания определяется вставкой, размещенной в крышке. Правда, поверхность камеры сгорания получается несколько больше, чем у клиновидной, применяемой на существующих двигателях, но этот недостаток компенсируется возможностью применения механизма газораспределения с верхним расположением одного распределительного вала на два цилиндра, удобством обслуживания механизма газораспределения и меньшими размерами двигателя.

4. Корпуса распределительных валов и корпус основного эксцентрика выполнить как единую деталь, что позволит встроить привод распределительного вала с зубчатым зацеплением, а поскольку расстояние между кулачками этого вала составляет несколько миллиметров, то верхние части толкателей клапанов — заузить (для обеспечения прохода кулачков между толкателями).

Благодаря таким довольно несложным усовершенствованиям схемы С.С. Баландина двигатель лишается ее недостатков, но сохраняет ее достоинства.

Во-первых, из-за отсутствия трения поршня о стенки цилиндра его рабочая температура, значит, и поршневых колец получается ниже, что увеличивает их ресурс, повышает механический КПД двигателя и его детонационную стойкость.

Во-вторых, из-за отсутствия перекладки поршня снижается шумность работы двигателя.

В-третьих, габаритные размеры двигателя получаются меньше, чем у традиционных ДВС. Например, по сравнению с двигателем ВАЗ-2108 той же мощности его длина и высота при равной ширине оказывается на 40 % меньше.

В-четвертых, его термический КПД вследствие меньшего перемещения поршня ΔS от положения ВМТ при повороте коленчатого вала на угол до 90° выше, чем у ДВС с кривошипно-шатунным механизмом. Действительно, у двигателя с БШМ $\Delta S_1 - 2r\,(1 - \cos\alpha)$, у ДВС с КШМ $\Delta S_2 = R(1 - \cos\alpha) + \alpha(1 - \cos\beta)$, т. е. $\Delta S_1 - \Delta S_2 = L(1 - \cos\beta)$, где r — радиус эксцентрика БШМ, $R = 2r$ — радиус кривошипа КШМ, L — длина шатуна, β — угол поворота шатуна. Легко подсчитать, что, скажем, при угле поворота 30° разница в перемещении равна ~29 %.

Таким образом, в бесшатунном двигателе теплота к рабочему телу подводится при бóльших давлении и температуре и, согласно теории термодинамики, такой двигатель обладает более высоким термическим КПД.

В-пятых, при установке грузов на эксцентрики легко обеспечивается полное уравновешивание сил инерции, тогда как в ДВС с КШМ силы инерции представляют собой гармонический ряд, и их полное уравновешивание невозможно.

УДК 621.43

Автомобильный двигатель с генератором газов

А.А. РЫБАКОВ

Один из самых существенных недостатков традиционных автомобильных ДВС, как известно, состоит в том, что его крутящий момент при снижении частоты вращения коленчатого вала от n, соответствующей $M_{кр\ max}$, до n холостого хода уменьшается вплоть до нуля. Тогда как в паровой машине картина обратная: у нее чем меньше n, тем больше $M_{кр}$.

Данное обстоятельство наталкивает на мысль: а нельзя ли что-то подобное реализовать на автомобильных ДВС?

Анализ показывает: можно. Свидетельство тому — схема (рис. 1) поршневого двигателя, обладающего всеми достоинствами паровой машины и газотурбинного двигателя.

Основной узел предлагаемого двигателя – поршневой генератор газов. Принцип его действия тот же, что и принцип работы газотурбинного двигателя. Отличие состоит лишь в том, что роль лопаточных турбин выполняют поршни. И это хорошо видно из того же рис. 1.

Так, если в полость между поршнями *1* и *2*, соединенными штоком *3*, подается теплота, то температура и давление в данной полости повышаются. В результате чего поршни начинают двигаться вправо (по схеме), так как площадь поршня *2* больше площади поршня *1*. При этом движущая поршни сила зависит от разности их площадей и воздействующих на них давлений.

Таков принцип. Работа же поршневого генератора газов, выполненного на его основе, состоит в следующем.

Для пуска двигателя в камеру сгорания *1* (рис. 2) форсункой *2* подается топливо, которое воспламеняется свечой *3*. Продукты сгорания через клапан *7* поступают в цилиндр *9*. Под их действием поршень *8* начинает движение вниз и приводит во вращение вал *12* кривошипно-шатунного механизма *11*, который через кривошип *13* перемещает поршень *14* вверх. Воздух из надпоршневого пространства через клапан *15* подается в камеру сгорания *1* и, одновременно, в ресивер *17*. Когда поршень *8* оказывается в НМТ, а поршень *14* — в ВМТ, все клапаны газораспределительного механизма переходят в противоположные положения; накопленная кинетическая энергия маховика *10* заставляет поршень *8* двигаться вверх, а поршень *14* — вниз. Отработавшие газы через открывшийся клапан *6* выбра-

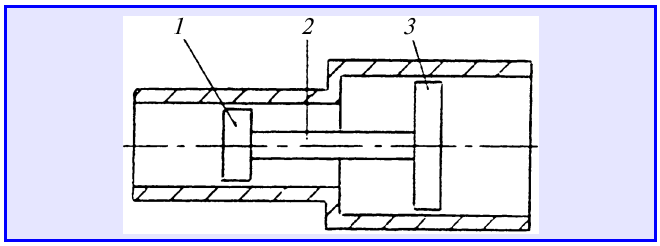


Рис. 1

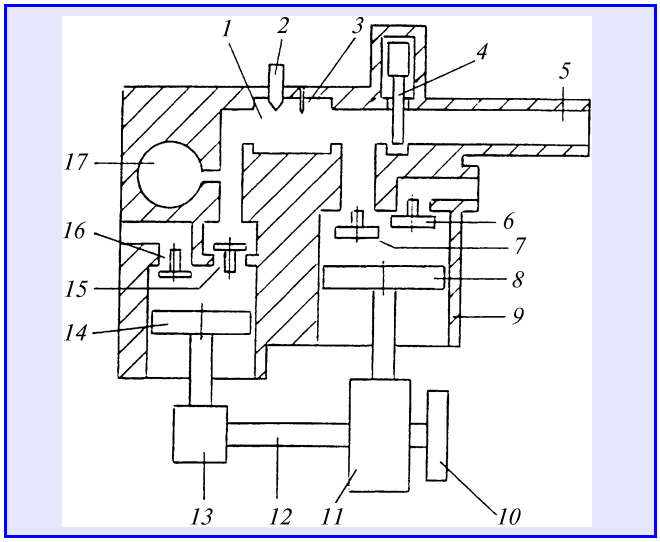


Рис. 2

сываются в атмосферу, воздух из атмосферы через клапан *16* засасывается в цилиндр.

В процессе этого такта воздух из ресивера *17* пополняет расход воздуха в камере сгорания. Так как количество генерируемого газа больше, чем необходимо для обеспечения подачи воздуха из атмосферы в камеру сгорания, избыток генерируемого газа по коллектору *5* направляется в цилиндры силовой расширительной машины (на рисунке не показана). Ее текущая мощность регулируется форсункой *2* и дроссельной заслонкой 4: увеличение подачи топлива и степени открытия данной заслонки повышает мощность.

Пульсация процесса горения топлива в значительной степени может быть снижена за счет увеличения числа цилиндров генератора газов. Тогда роль ресивера *17* снижается или он становится ненужным вовсе. Если в каждой группе цилиндров генератора газов их три и более, то необходимость в маховике также отпадает.

Основные достоинства поршневого двигателя с поршневым генератором газов следующие. Он, в отличие от обычных ДВС, менее требователен к физико-химическим свойствам топлива, т. е. многотопливный; у него более благоприятная для двигателя тяговая характеристика: при постоянных параметрах газа его крутящий момент обратно пропорционален частоте вращения вала, что позволяет исключить из трансмиссии механизмы перемены передач (коробку передач, вариатор и т. п.); прямоточность и непрерывность рабочего процесса способствует резкому снижению удельных его массово-габаритных показателей; при использовании в конструкции деталей из жаропрочных материалов в нем можно обеспечить рабочий процесс при $\alpha = 1 = \text{const}$. Кроме того, стенки всех его цилиндров, распределительного коллектора и камеры сгорания, для которых характерна высокая температура, эффективно охлаждаются потоком воздуха от компрессора до камеры сгорания (на рисунке не показано), что повышает термический КПД и исключает необходимость в жидкостной системе охлаждения. А отсутствие таковой создает условия для надежного пуска двигателя и быстрого его выхода на любой режим работы. Примененный в нем поршневой генератор газов дает возможность реализовать высокую степень сжатия в камере сгорания и предельно высокую степень расширения газа в силовых цилиндрах.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 656.98:656.059

Алгоритм функционирования РЛС предупреждения столкновений автомобилей

Канд. техн. наук В.В. ЕЛИСТРАТОВ, Е.А. САМАРСКИЙ, Е.В. ПОДЧИНОК

Рязанский ВАИ

Дорожно-транспортные происшествия находятся на десятом месте среди причин смертности людей на планете. При этом Россия ежегодно теряет в них ~35 тыс. человек. И как свидетельствует статистика, 77 % российских ДТП происходят по вине водителей, каждый десятый нарушитель не соблюдает очередность проезда (каждый третий выбирает скорость, не соответствующую условиям движения), а 50—60 % — результат попутных столкновений автомобилей и наездов на другие препятствия. Поэтому наиболее очевидным путем повышения безопасности движения и у нас, и за рубежом давно уже считается оснащение автомобилей бортовыми автоматическими и полуавтоматическими системами предупреждения столкновений автомобилей (СПСА): именно они позволяют исключить ошибки субъективного восприятия водителем дорожной ситуации, помочь ему в критических ситуациях управлять автомобилем. Поскольку время срабатывания таких систем гораздо меньше времени реакции водителя, они способны решать задачи не только предупреждения ДТП, но и более полной реализации потенциальных скоростных возможностей транспортных средств, сокращения дистанции между автомобилями в транс-

портном потоке без нарушения условий безопасности движения. И, кроме того, увеличения пропускной способности дорог, что тоже немаловажно. Наконец, работоспособность данных систем не зависит от времени суток и атмосферных явлений, что позволит уменьшить число столкновений в неблагоприятных для водителя условиях.

Основой СПСА, по общему мнению специалистов, должны быть малогабаритные радиолокационные системы (РЛС), а также связанные с ними системы управления агрегатами и узлами автомобиля. Однако создание и массовое их внедрение пока задерживается. И главная причина здесь одна: до сих пор остается нерешенным вопрос алгоритмизации бортового вычислительного устройства СПСА в соответствии с режимами движения автомобилей. Хотя база для его решения, на наш взгляд, уже есть. Это предложенные учеными уравнения для расчета безопасной дистанции между двумя автомобилями, двигающимися в попутном направлении, их распространение на все звенья транспортного потока. То есть использование уравнения в качестве алгоритма функционирования вычислительно-управляющего блока СПСА.

Такой подход нельзя назвать новым: его применяют многие разработчики СПСА. Однако надо признать, что особых успехов никто из них, к сожалению, не добился: вероятность столкновения ведомого (базового) автомобиля, оснащенного экспериментальной СПСА, с автомобилем-лидером остается неприемлемо высокой. Несмотря на то, что в признанном абсолютным большинством специалистов уравнении расчета безопасной дистанции учтено, казалось бы, все: и то, что автомобиль-лидер останавливается не мгновенно, а имеет определенный остановочный путь; и что величина данного пути есть функция нескольких переменных — таких, как скорость v движения, коэффициент φ сцепления колес с дорогой и время t реакции (задержки) системы; и запас C безопасной дистанции, который должен компенсировать неточности работы системы и в идеале соответствовать конечному расстоянию между автомобилями после полной их остановки. Не спасают положения и попытки свести к минимуму вероятность совершения ДТП путем увеличения запаса C безопасной дистанции: в этом случае система станет необоснованно осторожной, что приведет к увеличению дистанций между автомобилями — "растяжению" транспортного потока.

В чем же дело? Как показывает анализ, такой подход, т. е. выбор в качестве базы для алгоритма функционирования СПСА модели, состоящей из двух автомобилей, неверен. Он не дает возможности предвидеть ситуацию "на шаг вперед" и учитывать при расчете безопасной дистанции параметры движения не только автомобиля-лидера как потенциально опасного объекта, но и наличие аналогичного объекта перед самим лидером, и параметры движения данного объекта. Другими словами, необходима модель движения друг за другом как минимум трех автомобилей.

Такую модель авторы построили (рис. 1) и предлагают вниманию читателей. В ней индексом "1" — обозначен автомобиль-лидер, индексом "2" — ведомый (базовый) автомобиль, а индексом "0" — автомобиль, движущийся перед лидером.

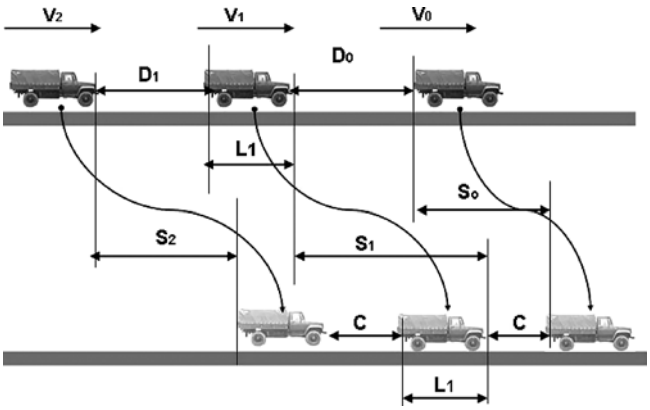


Рис. 1

Для описания уравнения безопасной дистанции D_0 между автомобилями в колонне с учетом параметров движения всех трех автомобилей как базового звена колонны необходимо последовательно разрешить геометрическую систему, показатели времени и скорости которой приведены в виде пройденного объектами пути $S_п$. С учетом этого сумму пройденных автомобилями "0" и "1" отрезков пути, очевидно, можно записать в виде формулы № 1 (см. таблицу). Откуда получаем формулу № 2 для расчета безопасной дистанции между автомобилями (кстати, данная формула приводится в публикациях многих ученых, занимающихся вопросами предупреждения столкновения АТС).

Теперь перейдем к описанию модели с учетом параметров движения трех автомобилей.

Как видно из рис. 1, для этого нужно возвратиться к такому понятию, как динамический габарит автомобиля, компонентами которого являются его остановочный путь S и длина L.

Тогда равенство путевых отрезков трех автомобилей можно записать в виде формулы № 3, а безопасную дистанцию между ведомым автомобилем и автомобилем-лидером — формулы № 4. Или, если принять запас безопасной дистанции между автомобилями "1" и "0", скажем, равным 5 м (C = 5 м), то в виде формулы № 5. Затем, решая уравнения № 2 и 4 совместно, получаем формулу № 6.

Как видим, уравнения № 6 и 2, т. е. уравнение для расчета безопасной дистанции между автомобилем-лидером и двигающимся перед ним автомобилем, а также уравнение расчета для безопасной дистанции между ведомым (базовым) автомобилем и лидером абсолютно идентичны. Что и следовало ожидать: в первом случае автомобиль "1" играет роль ведомого, а автомобиль "0" — лидера.

Величина остановочного пути рассчитывается по формуле № 7. Причем с учетом трех условий, определяющих величину остановочного пути автомобиля-лидера. Первое — потенциально опасный объект перед автомобилем-лидером отсутствует или движется со скоростью, близкой к скорости транспортного пото-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$D_0 + S_0 = S_1 + C_0$	D_0 — дистанция между автомобилем-лидером и автомобилем, движущимся перед ним; S_0 — путь, пройденный последним до полной его остановки; S_1 — то же для автомобиля-лидера; C_0 — запас безопасной дистанции у автомобиля-лидера по отношению к автомобилю, движущемуся перед ним
2	$D_0 = S_1 - S_0 + C_0$	—
3	$D_1 + L_1 + D_0 + S_0 = S_2 + C_1 + L_1 + C_0$	D_1 — дистанция между ведомым автомобилем и автомобилем-лидером; L_1 — длина автомобиля-лидера; C_1 — запас безопасной дистанции между ведомым автомобилем и автомобилем-лидером
4	$D_1 = S_2 - S_0 - D_0 + C_1 + C_0$	—
5	$D_1 = S_2 - S_0 - D_0 + 2C$	—
6	$D_1 = S_2 - S_0 - (S_1 - S_0 + C_0) + 2C$	—
7	$S = vt + \frac{v^2}{2g(1-0{,}98\ln v)\varphi}$	φ — коэффициент сцепления колес с дорогой

ка, причем расстояние до него превышает расчетную безопасную дистанцию; второе — дальность до потенциально опасного объекта меньше безопасной дистанции и третье — потенциально опасный объект неподвижен.

И еще одно: в целях учета перечисленных условий дорожных ситуаций в уравнения безопасной дистанции (формулы № 2 и 6) необходимо вместо S ввести расчетный остановочный путь S_{1R} автомобиля-лидера.

Исходя из рассмотренных выше умозаключений, авторы разработали комплексный алгоритм функционирования СПСА (рис. 2). В расчете безопасной дистанции, согласно ему, участвуют три группы исходных данных. Первая группа — от ведомого автомобиля принимаются данные о дальности D_{f1} от лидера до потенциально опасного объекта, скорость v_1 лидера и относительная $v_{1отн}$ скорость между лидером и потенциально опасным объектом. Вторую группу данных представляет радиолокационная система: она измеряет дальность D_{f2} до лидера, собственную скорость v_2 автомобиля, относительную скорость $v_{2отн}$ на участке "ведомый автомобиль—автомобиль-лидер". Третья группа данных, в которую входит коэффициент φ сцепления колес с дрогой (φ = 0,1÷0,9), время t реакции системы (t = 1÷3) с и запас C безопасной дистанции (C = 3÷6 м) вводится в вычислительно-управляющий блок вручную.

Расчет промежуточных величин остановочного пути для ведомого автомобиля (S_2), автомобиля-лидера (S_1) и потенциально опасных объектов (S_0) ведется параллельными потоками. Далее рассчитывается величина безопасной дистанции D_1 между лидером и таким объектом. В случае нарушения условия безопасности для автомобиля-лидера, т. е. когда $D_0 > D_{f1}$, величина расчетного остановочного пути примет значение $S_{1R} = D_{f1}$. При соблюдении условия безопасности, когда $D_0 < D_{f1}$, величина расчетного остановочного пути примет значение $S_{1R} = S_1$. В случае отсутствия либо нарушения канала передачи информации с автомобиля-лидера СПСА считает, что перед лидером может неожиданно появиться неподвижный потенциально опасный объект, определив тем самым мгновенную остановку лидера. (Этот факт обязывает расчетной величине остановочного пути лидера присвоить значение нуля, т. е. $S_{1R} = 0$.)

Используя соответствующие значения промежуточных результатов, вычислительно-управляющий блок рассчитывает искомую величину безопасной дистанции для ведомого автомобиля. Полученное ее значение СПСА сравнивает с показателем дальности до автомобиля-лидера и при нарушении условия безопасности подает водителю сигнал об опасности.

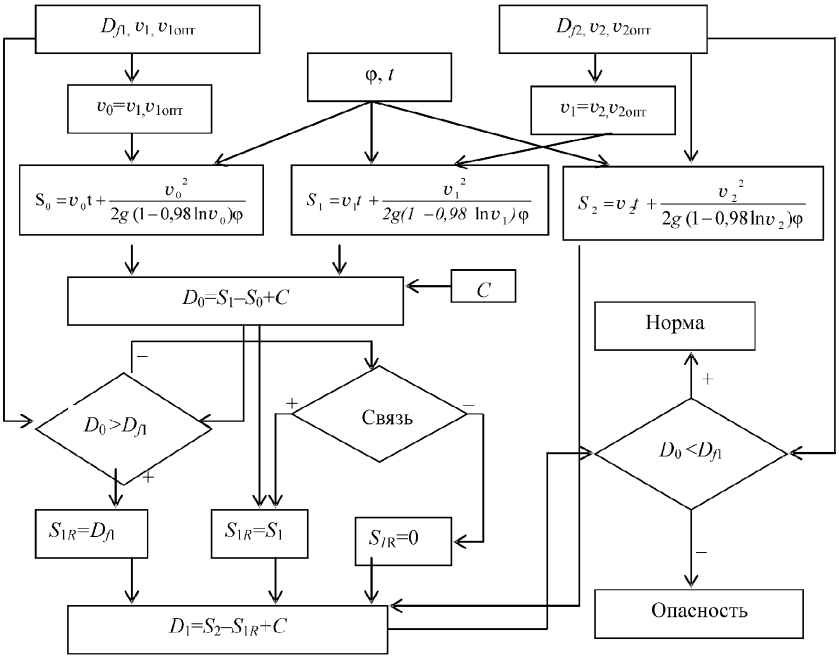


Рис. 2

УДК 629.01

Концепция системы автоматизированного проектирования ДВС и вариант ее реализации

Д-р техн. наук И.А. ХОЛМЯНСКИЙ

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Опыт внедрения САПР самолетов, судов, двигателей и других сложных объектов показывает: благодаря им сроки разработки и передачи в эксплуатацию новых изделий сокращаются в 2 раза и более, а расходы на изготовление головных образцов — в несколько раз. И это при том, что на предприятиях России, как и на большинстве предприятий стран СНГ, в настоящее время используются в основном комплексы САПР, которые и предназначены для оформления конструкторской документации по ЕСКД, работы со сборками, выполнения инженерных расчетов и расчетов инженерных цепей, создания 3D-моделей, экспресс-анализа прочности деталей и динамики механизмов, оформления технологических процессов, проектирования механической обработки деталей и содержат библиотеки стандартных элементов и ГОСТ. То есть, по сути, представляют собой компьютерные информационные технологии, обеспечивающие только выпуск конструкторской документации по имеющимся на фирме аналогам, ускоряющие подбор ранее созданных узлов и их рабочих параметров, а также комплектующих и нормалей. Но не решают главных проблем: не позволяют конструктору сопоставлять, сравнивать и анализировать ранее созданные варианты конструкций и оптимизировать вновь создаваемые. Поэтому приходится наряду с САПР применять и традиционные методы проектирования и расчетов, которые, как известно, не обеспечивают полного соответствия изделий условиям эксплуатации, ограничивают применение методов оптимизации и повышения их надежности. Например, если говорить о ДВС, то при определении долговечности его деталей не дают возможности учесть одновременное действие тепловых и силовых факторов с учетом предыдущей истории нагружения, а при расчете камер сгорания заставляют ориентироваться на одномерную теорию теплопереноса, которая, что тоже хорошо известно, не подходит для ДВС.

Из сказанного можно сделать вывод: сейчас нужны САПР, способные при выборе конструктивных элементов ДВС найти такие из них, которые обеспечивают максимальные значения параметров любого его узла и системы в целом. Другими словами, главными составляющими САПР должны быть методы анализа влияния элементов конструкций на протекание процессов в узлах и агрегатах ДВС.

Как свидетельствует многолетний опыт автора в области САПР, решать задачу автоматизации проектирования ДВС необходимо в двухшаговой последовательности.

Первый шаг при анализе конструкции ДВС должен заключаться в декомпозиции ее по конструктивно-функциональным признакам. Он нужен не только для унификации однотипных элементов конструкции, но и для изучения процессов, которые на них воздействуют.

Второй шаг — декомпозиция по процессам, протекающим в каждом узле вблизи его деталей, и исследование их параметров на всех режимах эксплуатации. При этом, чтобы унифицировать совместное моделирование в программных комплексах, необходимо определять, в каких сочетаниях идут эти процессы.

Такая углубленная по конструктивно-функциональным признакам и процессам декомпозиция ДВС — обязательный элемент анализа для выбора методов синтеза и оптимизации конструкции в целом.

На основании данных принципов разработана концепция многоуровневой системы автоматизированного проектирования ДВС, общая методология которой приведена на рис. 1. Она состоит из трех уровней — I, II и III.

Уровень I представляет собой программный блок *1* оптимизации выбора облика ДВС, т. е. основных параметров конструкции, от которых зависят перспективные направления его совершенствования. В нем заложены сведения об основных параметрах, определяющих качественные характеристики ДВС, — удельный расход топлива, мощность, массу, габаритные размеры, ресурс, частоту вращения коленчатого вала, максимальные крутящий момент, температуру газов и др. Причем блок графически представлен в виде двумерного поля с численными значениями этих характеристик, названиями моделей ДВС и ценами по

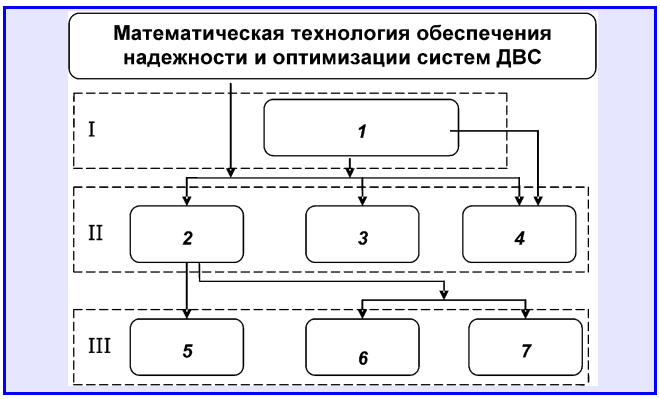


Рис. 1. Методология разработки автоматизированного проектирования поршневых ДВС:
1 — оптимизация выбора ДВС; *2* — математическая модель надежности и оптимизации несущей системы ДВС; *3* — физические методы исследования (натурный эксперимент); *4* — вычислительный комплекс; *5* — математическая модель статистической динамики ДВС; *6* — методы теории надежности; *7* — методы теории оптимизации

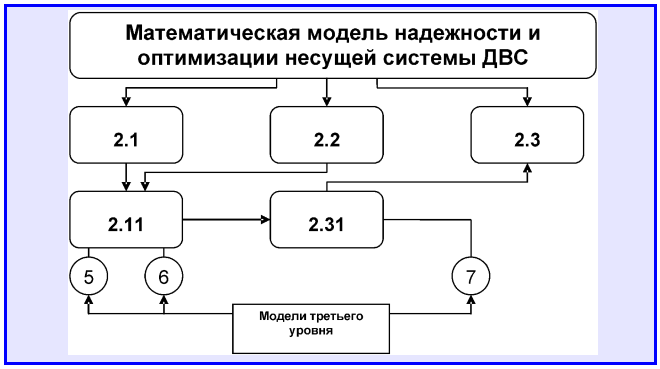


Рис. 2. Математическая модель надежности и оптимизации несущей системы ДВС:
2.1 — статистика параметров, отказов и дефектов при стендовых испытаниях и в эксплуатации; *2.2* — статистика параметров внутренних и внешних воздействий в момент появления отказов; *2.3* — сопоставление параметров и вариантов конструкций, оптимизация Парето; *2.11* — анализ причин, установление зависимостей, вызывающих отказы, дефекты, разработка мероприятий повышения надежности; *2.31* — исследование зависимостей, оптимизация; *5* — математическая модель статистической динамики ДВС; *6* — методы теории надежности; *7* — методы теории оптимизации

годам выпуска. Что позволяет построить графики, проследить тенденции развития и определить перспективный образ ДВС будущего для разных типов и моделей автомобилей.

Уровень II системы имеет три блока: блок *2* — математическая модель надежности и оптимизации несущей системы ДВС; блок *3* — комплекс физических методов исследования элементов ДВС и протекающих в нем процессов, с помощью которого пополняется банк данных о физике всех процессов; блок *4* — вычислительный комплекс.

Состав уровня III тоже трехблочный: в него входят блоки: *5*, *6* и *7*, связанные с блоком *2*.

Уровни системы определяют глубину проникновения во взаимодействие внутреннего рабочего состояния узла (детали) и внешних воздействий на него, а также воздействий рядом расположенных узлов и протекающих в них процессов.

Рассмотрим основные из перечисленных блоков подробнее.

Математическая модель надежности и оптимизации несущей системы ДВС (блок *2*) включает (рис. 2) результаты исследований, анализа и обобщения прошлого опыта по созданию ДВС на предприятии-разработчике и о других аналогичных изделиях. Это статистика параметров, отказов и неисправностей, имевших место при испытаниях и в эксплуатации, сопоставительный анализ конструкций и перечень мероприятий повышения их надежности, а также комплекты чертежей с анализом теплового и напряженного состояний.

Обоснованием рекомендаций по повышению надежности служат результаты исследований и анализа, выполненных в блоках *5*, *6* и *7* уровня III. В этом и заключается главное отличие созданной в СибАДИ системы от зарубежных систем автоматизированного проектирования — таких, как "Про/Инжинир", "Кати", "Юниграфик", "Компас" и др.

Любая САПР должна опираться на результаты экспериментальных исследований свойств материалов, процессов, протекающих в ДВС, и особенностей их воздействия на узлы изделий. Данные задачи решает блок *3*, в котором заложены (рис. 3) основные физические методы исследования. В частности, методы определения температурных полей, исследования процессов в камере сгорания и напряженно-деформированного состояния деталей, рентгеноструктурного и спектрального анализов, голографические методы и др.

Вычислительный комплекс (блок *4*) содержит (рис. 4) электронный архив, в котором сосредоточены норма-

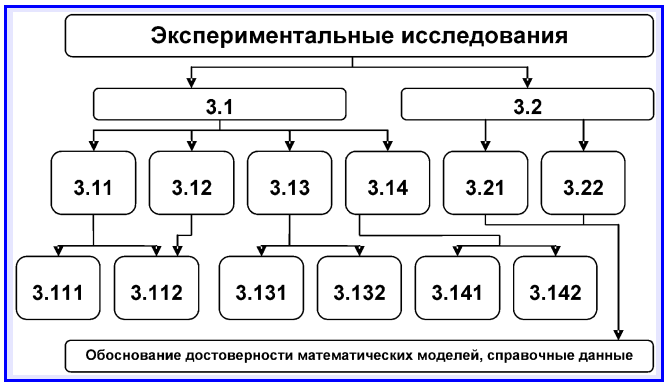


Рис. 3. Блок экспериментальных исследований:
3.1 — физические методы исследования; *3.2* — натурный эксперимент; *3.11* — рентгеноструктурный метод исследования; *3.12* — метод акустической эмиссии; *3.13* — голографические методы; *3.14* — спектрографические исследования на основе лазерной техники; *3.21* — стенд термодинамических и газодинамических испытаний ДВС; *3.22* — стенд ресурсных испытаний ДВС; *3.111* — исследования температурного поля деталей; *3.112* — механические характеристики материалов, микронеоднородность структуры, статистика; *3.131* — исследование НДС в динамике; *3.132* — распространение трещин, долговечность, дефектоскопия; *3.141* — исследование процессов горения; *3.142* — исследование дисперсности распыла топлива

Рис. 4. Вычислительный комплекс:
4.1 — системное математическое обеспечение; *4.2* — банк данных; *4.21* — базы данных; *4.3* — пакет графического моделирования — 3*D*; *4.4* — система управления базами данных; *4.5* — пакеты проблемно-ориентированных программ; *4.51* — программный комплекс "газодинамика"; *4.52* — программный комплекс "термодинамика"; *4.53* — программный комплекс "горение"; *4.54* — программный комплекс "прочность"; *4.55* — программный комплекс "колебания"; *4.56* — программный комплекс "управление"; *4.57* и *4.59* — программный комплекс "информация"; *4.58* и *4.82* — программный комплекс "управление"; *4.6* — пакет "диалог"; *4.61* — разработчик конструкции; *4.62* — руководитель проекта; *4.7* — пакет "ввод—вывод"; *4.8* — нормативно-справочные данные; *4.81* — программный комплекс "ДВС"; *4.9* — данные ДВС; *4.10* — данные агрегатов управления и информации

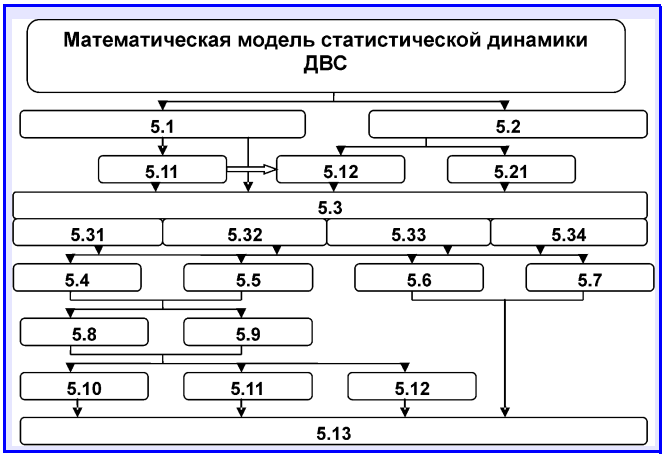


Рис. 5. Математическая модель статистической динамики ДВС:
5.1 — статистическая модель динамического деформирования; *5.11* — детерминированная динамическая модель деформирования; *5.12* — система "детерминированные статистические и динамические нагрузки"; *5.2* — статистическая модель внешних воздействий; *5.21* — статистические характеристики нагрузки; *5.3* — модели деформирования элементов конструкции; *5.31* — корпус; *5.32* — радиатор; *5.33* — цилиндро-поршневая группа; *5.34* — маслосистема; *5.35* — топливная система; *5.4* — детерминированная динамическая модель деформирования узлов ДВС; *5.5* — детерминированные статические и динамические нагрузки на узлы ДВС; *5.6* — статистические характеристики параметров конструкции; *5.7* — статистические характеристики нагрузки; *5.8* — упругомассовая модель МКЭ; *5.9* — методы линейной алгебры; *5.10* — статические НДС, жесткость; *5.11* — собственные колебания; *5.12* — динамическая реакция; *5.13* — прочность, надежность, оптимизация

тивно-справочные данные, конструкторская документация по ранее разработанным изделиям, а также пакеты проблемно-ориентированных программ трехмерного моделирования всех процессов функционирования ДВС. Кроме того, в нем имеется пакет графического моделирования 3D-деталей и узлов ДВС и другие пакеты, обеспечивающие трехмерное моделирование на основе конечно-элементной технологии и расчеты всех характеристик разрабатываемого изделия. Основная часть данного блока — графический программный комплекс, который был создан в 1990—1998 гг. на основе графики "Borland C++". Для ввода графической конфигурации объекта проектирования на экран выводится размерная сетка, выбирается масштаб построения, курсором наносятся точки в нужных координатах. Затем эти точки могут соединяться прямыми линиями или отрезками парабол, окружностей и т. п. Полученная геометрическая фигура представляется в изометрии, которая может поворачиваться и обозреваться конструктором под любым углом зрения.

После корректирования геометрии задается число узлов разбиения, и конструкция автоматически разбивается на конечные элементы, каждому из которых можно задать любую цветовую окраску, характеризующую его физико-химические свойства или граничные условия для последующих теплопрочностных или газодинамических расчетов. Полученный геометрический образ можно объединить с ранее созданными моделями, состыковав по заданным поверхностям. Затем нанести требуемые размеры, записать технические условия и оформить чертеж в соответствии с ЕСКД.

Математическая модель статистической динамики (блок *5*) — самый сложный из программных комплексов (рис. 5): в нем сосредоточены все сведения о силовых нагрузках, действующих на узлы ДВС; он выполняет расчеты динамических и статических напряжений в элементах конструкции, определяет запасы прочности и долговечность деталей с учетом истории их нагружения. Здесь же сосредоточены статистические характеристики статических и динамических нагрузок, модели деформирования узлов ДВС и их напряженного состояния, а также собственных колебаний и динамических реакций в узлах.

Блок *6* (рис. 6) занимается надежностью проектируемого ДВС. В нем содержатся архив по историям доводки ранее созданных ДВС, статистика отказов и неисправностей, результаты исследования их причин; он устанавливает связи между отклонениями параметров и появлением дефектов конструкции; использует математические модели оценки безотказности проектируемых ДВС, программы обеспечения их качества при разработке, производстве, эксплуатации и ремонте.

Блок *7* (рис. 7) рассматривает два основных метода оптимизации — геометрическо-топологическую, с помощью которой за счет изменения формы снижаются напряжения в деталях или исчезают резонансные ко-

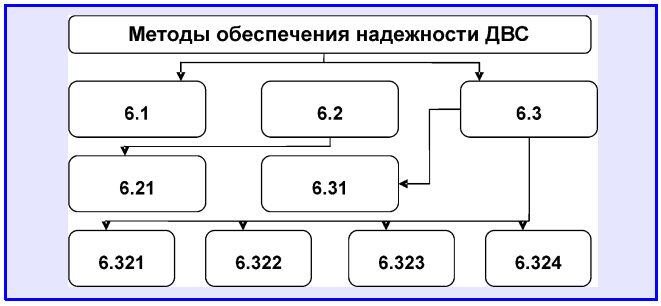


Рис. 6. Методы обеспечения надежности ДВС:
6.1 — истории доводки ранее созданных ДВС; *6.2* — статистика отказов и неисправностей ДВС; *6.21* — математические модели, количественная оценка безотказности ДВС и агрегатов; *6.3* — программы обеспечения надежности ДВС; *6.31* — программы обеспечения качества; *6.321* — подпрограммы обеспечения надежности на этапе разработки; *6.322* — подпрограммы обеспечения надежности на этапе производства; *6.323* — подпрограммы обеспечения надежности на этапе эксплуатации; *6.324* — подпрограммы обеспечения надежности на этапе капитального ремонта

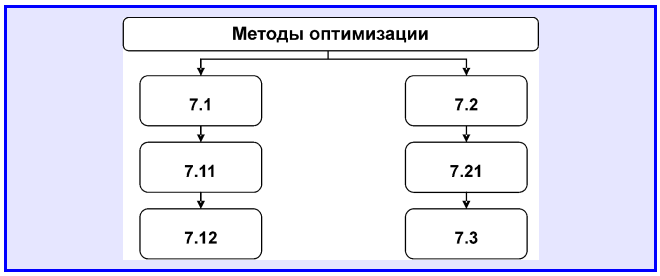


Рис. 7. Методы оптимизации:
7.1 — параметрическая оптимизация; *7.11* — главным образом оптимизация массы на основе изменения геометрии, свойств материалов и внешних воздействий; *7.12* — определение экстремума на основе градиентных методов, методов Ньютона, спуска, штрафных функций и т. п.; *7.2* — топологическая оптимизация; *7.21* — оптимизация формы на основе прочностного и частотного анализов и газодинамики; *7.3* — метод конечных элементов

лебания, и параметрическую, связанную с оптимизацией параметров различными численными методами при решении систем уравнений, описывающих процессы.

Таким образом, автоматизированное проектирование ДВС опирается на систему взаимосвязанных программных комплексов, главный из которых создает электронный архив чертежей и отчетов по выполненным исследованиям ранее разработанных конструкций, что обеспечивает быстрое получение нужной информации, сравнение вариантов и анализ влияния конструктивных решений на эксплуатационные параметры ДВС. Сравнивая, сопоставляя и анализируя, конструктор находит новое решение проблемы и разрабатывает конструкцию, часто предлагая многовариантные решения, которые затем проверяются на прочность, жесткость, тепловые и газодинамические воздействия.

УДК 621.822

Определение и подбор зазора в подшипниках скольжения методом моделирования и идентификации комплекта вкладышей условной втулке-подшипнику

Кандидаты техн. наук В.А. САНИНСКИЙ, Г.Г. МЕНЬШЕНИН и Ю.М. БЫКОВ

Волгоградский ГТУ

При расчете одиночного подшипника скольжения типа втулки обычно ориентируются на рекомендации стандартов, связанные с обеспечением параметров масляного слоя в паре "подшипник—вал". В частности, максимального ($S_{\max F}$), минимального ($S_{\min F}$) и оптимального ($S_{\text{op}A}$) зазоров в этой паре. Но дело это довольно сложное. Например, при расчете шатунных и коренных подшипников дизелей 8 ЧВН 15/16, собранных из вкладышей, при назначении данного зазора возникает проблема установления соответствия допуска сборной конструкции подшипника допуску $TD_{\text{ув}}$ условной втулки. Назначение и обеспечение таких допусков, в свою очередь, из-за различия величин действительных отклонений толщины вкладышей, их выступания над поверхностями разъема (корпуса и крышки), диаметральных размеров поверхностей деталей узла тоже проблематично. Наконец, в соосных (коренных) подшипниках скольжения эти погрешности, суммируясь при сборке узла, могут образовывать ступенчатость поверхностей контакта вкладышей с шейками вала и, соответственно, влиять на зазоры между поверхностями шеек и подшипников. Другими словами, в таких парах трения в результате сложения векторов действительных отклонений перечисленных поверхностей проявляется неравномерность зазоров. Хуже того, действительные отклонения зазоров в ряду соосных подшипников одного подшипникового узла различаются: они нестабильны и зачастую оказываются больше общепринятых в двигателестроении. Именно поэтому значения внутреннего диаметра $D_{\text{у}}$ сборного подшипника, его поля допуска $TD_{\text{ув}}$ сегодня на чертежах не проставляют.

Все перечисленное, естественно, отрицательно сказывается на возможности конструкторско-технологического обеспечения запаса точности и работоспособности одиночных и соосных подшипников скольжения. Отсюда напрашивается вывод: необходима методика надежного обеспечения работоспособности подшипников скольжения. И прежде всего — подшипников соосных.

Строить такую методику следует, на наш взгляд, исходя их следующих соображений.

1. Считать, что отверстия условных втулок-подшипников представляют собой единое глубокое прерывистое отверстие (ЕГПО) диаметром $D_{\text{по}}$, а поверхности соосных коренных шеек — единую наружную поверхность (ЕНПП) диаметром $d_{\text{пп}}$.

2. Между этими цилиндрическими поверхностями, как и для одиночных подшипников, назначить (при условии, что допуск на расположение промежуточных отверстий относительно друг друга и общей оси ЕГПО не превысит поле допуска $TD_{\text{у}}$) посадку. Для чего необходимо идентифицировать сборную конструкцию вкладышей и постели условной втулке-подшипнику, а затем определить основное отклонение и поле допуска $TD_{\text{ув}}$ отверстия условной втулки с учетом допусков на ее расположение относительно общей оси ЕГПО и соседних условных втулок-подшипников рассматриваемого ряда.

3. Поскольку верхние (*es*), нижние (*ei*) отклонения и поле допуска $d_{\text{пп}}$ коренных шеек известны из чертежа, посадка в сопряжении ЕГПО и ЕНПП как для одиночных, так и соосных подшипников назначается в соответствии с известными рекомендациями (см. например, учебник для вузов А.И. Якушева и др. "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения").

Для одиночной втулки-подшипника шатунного подшипника скольжения дизеля 8 ЧВН 15/16 авторы в свое время такую идентификацию провели, установив характеристики распределения погрешностей и гистограмму отклонений толщины вкладышей шатунного подшипника скольжения. В частности, обработав данные по отклонениям 480 вкладышей А23.01-102.011 данного дизеля, получили: при суммарной величине $t_{\text{п}}$ приработочного и защитного покрытий, равной 0,023—0,029 мм, толщина t вкладышей варьируется в диапазоне 2,938—2,963 мм. С другой стороны, немецкая фирма "Глико", специализирующаяся на производстве подшипников скольжения, считает, что зазоры в них должны лежать в пределах 0,0008—0,001 диаметра d шейки вала.

Таким образом, в нашем частном случае зазоры $S_{\text{р}}$ должны быть: для коренных подшипников при диаметре $d_{\text{кш}}$ коленчатого вала, равной $117m6\begin{pmatrix}+0{,}035\\-0{,}013\end{pmatrix}$ мм, — в пределах $0{,}093 \leqslant S_{\text{р}} \leqslant 0{,}117$ мм; для шатунных подшипников при диаметре шейки, равном $96g6\begin{pmatrix}-0{,}012\\-0{,}034\end{pmatrix}$ мм, — в пределах $0{,}076 \leqslant S_{\text{р}} \leqslant 0{,}096$ мм.

Исходя из размеров диаметров шеек коленчатого вала дизеля 8 ЧВН 15/16, толщины $t_к$ коренных вкладышей должны составлять 3,950—3,938 мм, вкладышей шатунных — $t_ш$ = 2,938÷2,963 мм, диаметры увеличенных коренных (при несоосности $\Delta_{нс} \leqslant TD$ поля допуска коренных опор) постелей — $D_{ок\ max} = 125^{+0,025}$, диаметры увеличенных шатунных постелей — $D_{ош\ max} = 102^{+0,022}$ мм. Теоретические же зазоры можно определить по формулам $S_{max\ кш} = D_{ок\ max} - 2t_{ш\ min} - d_{кш\ min}$ = 125,025 − − 2 · 3,938 − 117,013 = 0,136 мм; $S_{min\ кш} = D_{ок\ min} -$ $- 2t_{ш\ max} - d_{кш\ max}$ = 125,0 − 2 · 3,950 − 117,035 = = 0,065 мм; $S_{ор\ кш} = (S_{max\ кш} + S_{min\ кш})/2$ = 0,105.

Аналогичные формулы используются и для определения теоретически зазоров в шатунных подшипниках. В итоге получаем: $S_{max\ шш}$ = 102,022 − 2 · 2,963 − − 95,966 = 0,130 мм; $S_{min\ шш}$ = 102,0 − 2 · 2,975 − − 95,988 = 0,062 мм; $S_{ср\ шш}$ = 0,096 мм. Фактические же зазоры, т. е. учитывающие действительные размеры вкладышей, следующие: $S_{max\ шш}$ = 102,022 − 2 · 2,940 − − 95,966 = 0,176 мм; $S_{min\ шш}$ = 102,0 − 2 · 2,958 − − 95,988 = 0,096 мм; $S_{ср\ кш}$ = 0,136 мм.

Из сравнения полученных расчетных теоретических зазоров в шатунных подшипниках следует: теоретические средние величины превышают рекомендованные.

Свинцовисто-оловянистые приработочное и защитное покрытия по техническим требованиям чертежа имеют жесткие допуска на толщины. Тем не менее, вероятно, именно они и расширяют общий допуск на толщину, что усложняет контроль и технологическое обеспечение всех допусков, составляющих этот допуск.

Одним из путей повышения точности за счет сборки и обеспечения соответствия допуска посадки стандартным рекомендациям поля допуска $TD_{ув}$ может быть, на наш взгляд, разбиение всего поля действительных отклонений на равные части, в каждую из которых, в соответствии с методикой расчета групповых допусков подшипников, включаются группы вкладышей с соответствующими отклонениями толщины. Благодаря этому будут созданы условия для групповой сборки подшипников скольжения со всеми вытекающими отсюда последствиями. Тогда, учитывая поля допусков "втулка—подшипник", образующихся при сборке парных вкладышей с отклонениями толщины *f*6 можно разбить на четыре группы — с зазорами 1*f*—4*f*. Что и сделано в таблице, в которой приведены исходные данные для подбора зазора в парах трения "вал—условная втулка—подшипник", образованных вкладышами с диаметром полуотверстий, равным 96 мм, и отклонениями толщины *es* = −0,038 мм и *ei* = −0,063 мм.

№ втулки	Зазоры 1*f*	Зазоры 2*f*	Зазоры 3*f*	Зазоры 4*f*
1	116—126	127—137	138—148	149—160
2	120—130	131—141	142—152	153—164
3	124—134	135—145	146—156	157—168
4	124—134	135—145	146—156	161—172
5	128—138	139—149	150—160	161—172
6	132—142	143—153	154—168	169—180
7	136—146	147—157	158—168	169—180
8	140—150	151—161	162—172	173—184
9	144—154	155—165	166—176	177—188
10	148—158	159—169	170—180	181—192
11	152—162	163—173	174—184	185—196
12	156—166	167—177	178—188	132—142
13	160—170	171—181	182—192	193—204

Для отбора вкладышей в один комплект их можно обозначать в соответствии со столбцами и строками таблицы. Например, 1 : 1*f*, что означает: номер условной втулки 1 (строка 1), группа зазоров 1*f* (столбец 1, соответствующий группе отклонений толщины *f*), и т. д.

Такие комплекты составляют, по существу, селективные группы деталей, отсортированные для комплектования многоопорного подшипникового узла по результатам входного контроля из расчета, что 2*t* — номинальная удвоенная толщина условной втулки-подшипника, полученная в результате удвоения номинальной толщины двух измеренных вкладышей, а допуск отверстия условной втулки берется без учета влияния окружной деформации на толщину стенок (для группы с учетом деформации). Допуск группы, очевидно, составит четвертую часть величины $TD_{ув}$. То есть $TD_{ув_{гр}} = T_{ув}/4 = (2Td_t + TD_{отв} + 2\Delta ts)/4$, где Td_t — допуск на толщину вкладыша, $TD_{отв}$ — допуск на диаметр отверстия под подшипник в картере, Δts — увеличение толщины вкладышей в результате их радиальной деформации при затяжке крышек подшипников в процессе сборки с картером.

Полученные данные и характеристики распределения погрешностей могут служить и для оценки коренных подшипников в результате идентичности их конструкций, размеров и технологий изготовления.

Таким образом, из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Расчетные допуски на шатунные подшипники двигателя 8 ЧВН 15/16 не обеспечивают соответствие принятым в двигателестроении требованиям к зазорам, что связано с технологией изготовления вкладышей подшипников.

2. Статистические данные действительных размеров вкладышей шатунных подшипников могут быть использованы при моделировании совместимости коленчатых валов, имеющих отклонения диаметров шеек и отверстий соответствующих постелей цилиндров (картеров), с комплектом вкладышей подшипников скольжения, т. е. при определении возможности обеспечить требуемые зазоры при сборке подшипниковых узлов.

3. Рассмотренная методика идентификации пар собранных в одной постели вкладышей условной втулки-подшипника позволяет при подборе таких условных втулок и шеек валов создать условия для использования технологий прецизионных соединений и в сборке многоопорных подшипниковых узлов. В частности, с учетом действительных погрешностей, а не предельных допусков, что дает возможность обеспечивать стабилизацию действительного зазора за счет того, что в расчете можно учитывать не все поле допуска, а конкретное действительное значение, составляющее часть поля допуска, и меньшее рассеяние. И тем самым — уменьшить рассеяние размера отверстия подшипников, повысить точность сборки, а для коренных подшипников создать условия для стабилизации коэффициента неравномерности зазоров путем селективной и виртуальных сборок.

УДК 621.9.06-529

Жесткость инструментальных соединений с избыточным базированием типа "конус—торец"

Канд. техн. наук К.А. УКРАЖЕНКО

Ярославский ГТУ

В настоящее время многие зарубежные фирмы выпускают инструмент (например, оправки) в виде (рис. 1) модулей *1* и *2*, соединяемых между собой одновременно по двум контактным поверхностям — конусу и торцу. Такие модули собирают (условно) в три этапа. На первом из них (рис. 1, *а*) происходит предварительное касание конусов внутреннего (*3*) и наружного (*4*) модулей *1* и *2* соответственно. На втором (рис. 1, *б*) они касаются торцами *5* и *6*. Наконец, при дальнейшем приложении осевого усилия к концу конуса *4*, схема базирования соединения приобретает (рис. 1, *в*) окончательный вид: торец *5* модуля *1* упирается в торец *6* модуля *2* всеми своими точками, а внутренняя поверхность конуса *3* с натягом охватывает конус *4*. Чтобы надежно работали обе сопрягаемые пары, конус *3—4* и торец *5—6*, натяги в них должны быть согласованными.

Таким образом, присоединяемый модуль *2* лишается всех шести степеней подвижности относительно базового модуля *1*, и их соединение превращается в оправку, которая работает как одно целое.

Это качественная сторона картины. Но для проектирования модуля конструктор должен располагать возможностью рассчитать количественную ее сторону. Прежде всего — величины и соотношения натягов в парах "конус—конус" и "торец—торец", гарантирующие надежность работы частей модуля. А для этого ему требуются математические модели, описывающие упругодеформированное состояние конусов и торцов.

Чтобы получить такую модель, будем считать, что жесткости двух базирующих поверхностей (рис. 1, *в*), торцевой и конической, соединены в соответствии с теорией приведения, параллельно. Следовательно, суммарная (или общая) жесткость j_Σ этих двух поверхностей определится как сумма их жесткостей (соответственно $j_т$ и $j_к$), т. е. по формуле № 1 (табл. 1), а суммарная податливость δ_Σ (ее обратная величина) — как сумма обратных значений податливостей торца $\delta_т$ и конуса $\delta_к$, т. е. по формуле № 2.

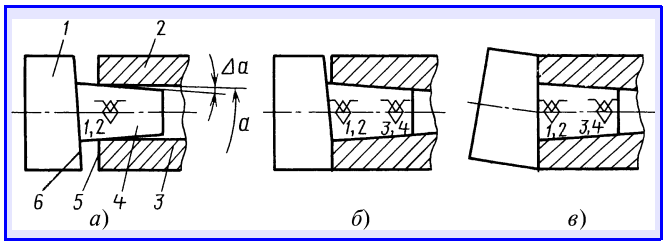


Рис. 1. Схема сборки модулей:
1 — присоединяемый модуль; *2* — базовый модуль; *3*, *4* и *5*, *6* — конуса и торцы модулей *1* и *2* соответственно

Известно, что жесткость торцевого стыка равна отношению приложенной к нему нагрузки *P* к упругому контактному перемещению $y_т$ стыкуемых поверхностей, т. е. $j_т = P/y_т$. То же самое можно сказать и о коническом стыке, т. е. записать $j_к = P/y_к$. Известно и то, что $\delta_т$ равно произведению угла φ (рис. 2) поворота в торцевом стыке на длину *L* оправки, к которой приложена нагрузка *P*, и что $\delta_к$ представляет собой сумму начального прогиба δ_0 и произведения начального угла θ_0 поворота в конусном сопряжении на длину *L*, т. е. $\delta_к = \theta_0 L$. Тогда формула № 2 превращается в формулу № 3, а формула № 1 — в формулу № 4.

Начальный прогиб δ_0 и угол поворота θ_0 в конусном сопряжении можно определить из дифференциального уравнения упругой линии изгиба консольной балки со сплошной заделкой и на упругом основании (формула № 5), роль которого играют поверхностные слои конусов *3* и *4*.

При этом граничными условиями должны быть следующие: если $x = 0$, то $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI_X}$ и $\frac{d^3y}{dx^3} = \frac{P}{EI_X}$; а если $x = l$, то $\frac{d^2y}{dx^2} = 0$ и $\frac{d^3y}{dx^3} = 0$, где $M = PL$ и P — момент и усилие среза в начале стыка.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$j_\Sigma = j_т + j_к$	$j_т$, $j_к$ — жесткости торцевой и конусной поверхностей
2	$\frac{1}{\delta_\Sigma} = \frac{1}{\delta_т} + \frac{1}{\delta_к} = \frac{\delta_т \delta_к}{\delta_т + \delta_к}$	$\delta_т$, $\delta_к$ — податливости торцевой и конусной поверхностей
3	$\frac{1}{j_\Sigma} = \frac{1}{\varphi L} + \frac{1}{\delta_0 + \theta_0 L}$	φ — угол поворота в торцевом стыке; *L* — длина оправки, к которой приложена нагрузка *P* (точка приложения нагрузки); δ_0 — начальный прогиб конусного сопряжения; θ_0 — угол поворота в конусном сопряжении
4	$j_\Sigma = P\left(\frac{1}{\varphi L} + \frac{1}{\delta_0 + \theta_0 L}\right)$	—
5	$\frac{d^2}{dx^2}\left(EI_X \frac{d^2y}{dx^2}\right) + \frac{B_X}{k} y = 0$	*E* — модуль упругости материала; $x = l$ — расстояние от сечения до кромки торцового стыка; *y* — прогиб в сечении *X*; EI_X — жесткость оправки; B_X — приведенная ширина упругого основания
6	$D_X = D\left(1 - \frac{2\alpha x}{D}\right)$	*D* — бóльший диаметр соединения; D_X — диаметр в сечении на расстоянии *X* от кромки стыка; 2α — угол конусности
7	$J = \frac{\pi D^4}{64}$	*J* — момент инерции в начале стыка
8	$B_X = \frac{\pi D_X}{2}$	—
9	$\delta_0 = \frac{2M\beta^2 k}{B} C_1 + \frac{2P\beta k}{B} C_2 = \frac{2P\beta k}{B}(\beta L C_1 + C_2)$ или $M\beta^2 k C_1 + P\beta k C_2 = P\beta k$; $\theta_0 = 2M\beta^2 k + P\beta^2 k(2\beta L C_3 + C_4)$	k — коэффициент контактной податливости стыка; $\beta = \sqrt[4]{\frac{10^4 B}{4EJk}}$ — показатель его жесткости; $B = 0{,}5\pi D$ — приведенная ширина стыка; C_1, C_2, C_3, C_4 — поправочные коэффициенты
10	$\delta_\Sigma = \frac{2P\beta k}{B}[C_2 + \beta L(C_1 + C_2) + 2\beta^2 L^2 C_3]$	—
11	$\varphi = \frac{k(1-\chi)M}{I} = \frac{bm\sigma_0^{m-1}(1-\chi)M}{I}$	*b* — коэффициент; *m* — показатель степени; $P_з$ — сила затягивания стыка; *F* — площадь стыка

Таблица 2

λ	α/2 = 1°30′			1 : 10, α/2 = 2°51′			1 : 5, α/2 = 5°42′			7 : 24, α/2 = 8°17′		
	C_1, C_4	C_2	C_3	C_1, C_4	C_2	C_3	C_1, C_4	C_2	C_3	C_1	C_2	C_3
2	1,23	1,20	1,02	1,43	1,34	1,13	1,78	1,63	1,30	2,16	2,06	1,71
3	1,10	1,08	1,01	1,28	1,23	1,08	1,47	1,41	1,15	1,45	1,48	1,07
4	1,06	1,04	1,01	1,19	1,15	1,04	1,28	1,27	1,05	1,30	1,34	1,04
6	1,04	1,03	1,00	1,07	1,06	0,99	1,06	1,11	0,93	1,25	1,30	1,02
8	1,02	1,01	1,00	0,99	1,00	0,96	0,93	1,00	0,85	1,20	1,26	1,01
10	1,00	1,00	1,00	0,94	0,95	0,94	0,83	0,92	0,79	1,30	1,20	1,00

В связи с тем, что части оправки соединяются с помощью конусных поверхностей (рис. 2), диаметр которых меняется по длине конуса, жесткость EI_X оправки и приведенная ширина B_X упругого основания также переменны по этой длине (соответственно формулы № 7 и 8).

Решив уравнение № 5 относительно координаты $x = 0$, получаем формулы для расчета упругого перемещения $y = \delta_0$ и угла θ наклона в начале стыка (формулы № 9), а общее решение по определению упругого перемещения δ_Σ конусной оправки дает формула № 10.

Значения входящих в данную формулу коэффициентов зависят от коэффициента α жесткости ($\alpha = \beta l$) и угла 2α конуса. Определяют их путем двойной аппроксимации табличных данных (см. книгу "Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий" Ю.П. Адлера и др.) для различных длин и углов методом наименьших квадратов. Цель такой аппроксимации — создание единых аналитических зависимостей для вычисления коэффициентов C_1, C_2, C_3 применительно к более широкому диапазону изменения как коэффициента λ, так и углов 2α анализируемых инструментов (табл. 2).

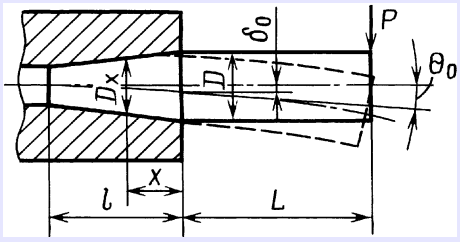


Рис. 2. Расчетная схема соединения модулей

Таблица 3

P_a	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05
b	0,4—0,5	0,35	0,25	0,15	0,07

Угол φ поворота в торцевом стыке можно определить по формуле № 11.

Коэффициент b данной формулы зависит от геометрии поверхности и физических свойств материалов сопрягаемых деталей. Для стали и чугуна с шероховатостью Ra его значения приведены в табл. 3.

Показатель m степени, также входящий в формулу № 10, для стальных закаленных деталей с Ra = 0,4÷0,8 равен ~0,5.

Одним из важнейших условий надежной работы соединений с двойным базированием является работа всех базирующих поверхностей в диапазоне упругих деформаций. Это особенно важно для касательных деформаций, так как в некотором диапазоне нагрузок они носят упругий характер, и после снятия нагрузки система возвращается в исходное положение. Если же нагрузка превысила определенное значение, начинаются необратимые (пластические) смещения, а затем может произойти "срыв". Чтобы исключить его, стыки, удерживаемые на трении, необходимо рассчитывать так, чтобы касательные смещения в них не переходили в область пластических.

И последнее. Статья рассматривает соединение инструментальных модулей. Однако совершенное очевидно, что все сказанное в ней применимо и к любым другим соединениям аналогичного типа.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.785.92

"Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов в машиностроении"

Седьмая международная конференция под таким названием (ОТТОМ-7) прошла в Харькове в апреле 2006 г. В ее работе приняли участие более 150 участников из восьми стран (Украины, России, Беларуси, Казахстана, Латвии, Польши, Венгрии и Румынии). Они представили 177 докладов от 25 академических и 7 отраслевых институтов, 48 высших учебных заведений (университеты, академии, институты) и 15 промышленных предприятий. Кроме того, 26 крупнейших промышленных предприятий государств СНГ прислали на конференцию своих представителей в качестве слушателей (Нижнеднепровский трубопрокатный завод, Уралвагонзавод, электростальский Машиностроительный завод, Краматорский завод тяжелого станкостроения, Ульбинский металлургический завод, Заволжский моторный завод, КамАЗ, краматорский "Энергомаш-спецсталь", пермский "Авиадвигатель", Саратовский подшипниковый завод, харьковские Завод им. Малышева и ПО "Коммунар", Уральский дизель-моторный завод, Сумское НПО им. Фрунзе, запорожское ОАО "Мотор-Січ", Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича, Никопольский завод стальных труб, Майкопский редукторный завод, "Одессаавиаремсервис", Николаевский "Зоря"-Машпроект", Днепровский металлургический комбинат им. Дзержинского, Электростальский химико-механический завод и др.). Конференцию посетили в качестве наблюдателей представители средств массовой информации, а также малого и среднего бизнеса.

Вниманию участников было представлено 75 устных и 102 стендовых докладов по следующим тематическим направлениям: проблемы образования и подготовки кадров по специальности "Термическая обработка металлов"; технологии термической и термомеханической обработки, охлаждающие среды и технологии интенсификации процесса закалки с целью создания в поверхностных слоях металла деталей сжимающих напряжений; технологии химико-термической обработки; металловедение для машиностроения; печное и закалочное оборудование для термической обработки металлоизделий; перспективные материалы в машиностроении; функциональные покрытия для повышения качества поверхностей изделий машиностроения; достижения в теории и практике азотирования; история отечественной термической обработки.

В рамках конференции ОТТОМ-7 состоялась школа молодых ученых и специалистов, совмещенная с курсами повышения квалификации специалистов по технологиям термической и химико-

термической обработки, успешное проведение которых уже третий год обеспечивает профессорско-преподавательский состав кафедры ТОМ НМетАУ совместно с сотрудниками Национального научного центра "Харьковский физико-технический институт" (ННЦ "ХФТИ"). По окончании курсов 50 специалистам промышленных предприятий были выданы свидетельства государственного образца, а всего за три года дипломы курсов повышения квалификации НМетАУ получили более 150 человек.

Уже к началу конференции были опубликованы труды конференции в трех томах (876 стр.), содержащие 171 статью участников, а также монографию И.М. Пастуха "Теория и практика безводородного азотирования в тлеющем разряде" (360 страниц).

По общему мнению участников, конференция прошла на высоком уровне и достигла своей основной цели — создала реальные предпосылки для активизации делового сотрудничества ученых и промышленников по реализации научных разработок, позволяющих заменить традиционные энерго- и ресурсоемкие технологии термической обработки новыми энерго- и ресурсосберегающими, внедряя экономичные термические общепромышленные и вакуумные печи и другие новые виды закалочного оборудования.

Международная научно-техническая конференция ОТТОМ стала своего рода информационным продуктом, успешное продвижение которого на рынке позволило повысить статус мероприятия до уровня международного конгресса с одновременным проведением международной специализированной выставки по электротермии. Тематика конференции ОТТОМ-7 уже в 2007 г. получит развитие на конгрессе ОТТОМ-8.

Международный научно-технический конгресс "ОТТОМ-8" состоится Харькове, 28 мая—1 июня 2007 г. и должен стать одним из главных событий года для отечественных и зарубежных специалистов в области термической обработки и материаловедения. Конгресс организован Национальной академией наук Украины, Министерством образования и науки Украины, ННЦ "ХФТИ", Ассоциацией металловедов и термистов Украины, Украинским вакуумным обществом.

Основные направления работы конгресса: термическая обработка металлов как технология, формирующая информационный код структуры и свойств металлов; технологии термической, химико-термической и комбинированной обработки для повышения качества металлопродукции и снижения их энерго- и ресурсоемкости; охлаждающие среды и приборы контроля процесса закалочного охлаждения; энергосберегающее печное и эффективное закалочное оборудование нового поколения для термической, химико-термической и комбинированной обработок металлоизделий; программные продукты для оптимизации существующих режимов термообработки и оборудования, а также для создания новых эффективных технологий обработки металлоизделий; перспективные материалы и наноматериалы для машиностроения; функциональные наноструктурные покрытия для повышения качества поверхностей металлоизделий машиностроения; подготовка специалистов по термической обработке металлов на основе функционирования специальности "Термическая обработка металлов" как самостоятельной специальности по направлениям "Металлургия" и "Машиностроение".

Стержнем конгресса без сомнения станут вопросы качества металлопродукции. Сегодня во всем мире четко прослеживается тенденция повышения требований к качеству металлопроката в металлургии и металлоизделий в машиностроении с одновременным снижением потребления ресурсов (снижение металлоемкости, экономное легирование сталей и сплавов дефицитными добавками и др.) при их производстве. При этом чем выше требования к качеству изделий и снижению их металлоемкости, тем в большей степени в технологии их производства используется термическая, химико-термическая и комбинированная обработки. В целом, можно однозначно утверждать, что роль и значение различных видов термической обработки непрерывно возрастает. Это касается как предварительных, так и финишных операций термической обработки металлоизделий и металлопроката. Тенденцию подтверждает также и расширяющаяся практика использования для получения различных видов металлопроката литейно-прокатных модулей, в которых литая заготовка максимально приближена по размерам к готовому металлопрокату, что существенно снижает количество необходимого для получения готовой продукции деформирующего (прокатного) оборудования. В таких технологических линиях для достижения требуемого структурного состояния используется фазовая перекристаллизация металлов по выходе их из МНЛЗ. О повышении значимости термической обработки в производстве высококачественной металлопродукции свидетельствует также и рост числа профильных межотраслевых центров, которых в развитых промышленных странах насчитываются уже сотни.

Вторая тенденция, набирающая силу в условиях рыночной экономики, связана с применяемостью конструкционных материалов в промышленности. К настоящему времени в мире разработаны и практически используются несколько тысяч марок металлических материалов. На их основе выпускаются десятки миллионов вариантов исполнения металлопродукции, включающих металлы массового назначения (стали, алюминиевые сплавы, титановые сплавы и др.), высокопрочные стали и сплавы, жаропрочные сплавы, хладостойкие стали, коррозионностойкие стали и сплавы, износостойкие стали и сплавы, радиационностойкие стали и сплавы, литейные чугуны и др. Непрерывно растущее многообразие исполнений металлопродукции инициирует как оптимизацию уже известных, так и разработку новых технологий термической обработки в различных ее видах и, как следствие, дает импульс конструкторским разработкам новых типоисполнений специализированных термических печей и закалочного оборудования. Производство термических печей и закалочного оборудования медленно, но уверенно переходит в сферу мелкосерийного и единичного производства. Эту тенденцию подтверждают все семь предыдущих конференций ОТТОМ (2000—2006 гг.), а также практика работы известных производителей термического оборудования во всем мире.

Чрезвычайно актуальными в повестке дня предстоящего конгресса будут вопросы энерго- и ресурсосбережения в термических производствах промышленных предприятий государств СНГ. К сожалению, на сегодняшний день Украина, Россия и Белоруссия — мировые лидеры по энергоемкости валового внутреннего продукта среди всех стран мира. Практически на всех промышленных предприятиях государств СНГ существующие термические производства оснащены оборудованием, устаревшим морально и физически, которое потребляет огромное количество энергии, имеет низкий КПД и в ряде случаев представляет угрозу окружающей среде. Применительно к термическим производствам достижение эффектов по энерго- и ресурсосбережению возможно за счет реализации целого комплекса мероприятий: организационных, исследовательских, технологических, конструкторских, а также рациональной эксплуатации термического оборудования в условиях промышленного производства.

Еще одно информационное направление деятельности Конгресса — естественная реакция на те изменения, которые происходят в мире науки и техники.

XXI век — век нанотехнологий и наноматериалов. Понимание роли наноструктурного состояния в конструкционных материалах, синтез новых наноматериалов и исследование их свойств — одна из важнейших тем в работе конгресса. Это относится к материалам как в массивном состоянии, так и в виде функциональных покрытий. Проблема наноструктурного состояния в конструкционных материалах и покрытиях тесно связана с проблемой экономии стратегических металлов (хром, кобальт, вольфрам, марганец, ванадий, молибден, ниобий, металлы платиновой группы) и перехода в XXI веке к массовому потреблению экономнолегированных сталей. Один из эффективных способов, позволяющих снизить потребление стратегических материалов и повышать прочностные характеристики конструкционных материалов, — создание нанотехнологий термической обработки, которая позволит формировать в конструкционных материалах различные виды наноструктурного состояния. Другой технологический прием решения этой проблемы — нанесение функциональных наноструктурных покрытий на поверхность металлоизделий. Реальными способами синтеза, позволяющими получать высоко- и сверхтвердые наноматериалы в виде функциональных покрытий на основе тугоплавких соединений, являются различные PVD и CVD варианты вакуумно-дугового осаждения, а основными технологическими нанометодами, пригодными в настоящее время к промышленному использованию, — вакуумно-дуговое осаждение, магнетронное распыление, лазерное напыление, а также плазмоактивируемые приемы химического осаждения.

Перечисленные тенденции, связанные с повышением качества металлопродукции, с непрерывным расширением номенклатуры металлических материалов и видов металлопродукции, снижения энерго- и ресурсоемкости термических производств, возникновение наноматериаловедения и нанотехнологий, указывает на следующее важное обстоятельство: в обозримом будущем термическая и комбинированные обработки металлоизделий, а также модифицирование их поверхности не уйдут из сферы высоких технологий. А значит, несомненна и актуальность проведения 8-го Международного научно-технического конгресса по технологиям и оборудованию термической обработки сталей и сплавов, по получению функциональных наноструктурных покрытий, для обмена новой научно-технической информацией и передовым производственным опытом.

Одновременно с конгрессом ОТТОМ-8 в Харькове пройдет Международная специализированная выст-вка "Электротермия-2007", на которой потенциальные потребители электротермического оборудования смогут ощутить те рыночные изменения, которые произошли на постсоветском пространстве за последние 15 лет. Многие традиционные разработчики и производители печного и закалочного оборудования ушли с рынка или испытывают серьезные трудности. На рынок государств СНГ вышли новые фирмы-производители электротермического оборудования, а также появилась целая сеть фирм-посредников, занимающихся поставками оборудования известных производителей. Участие в выставке ведущих зарубежных компаний из развитых государств позволит оценить технический уровень и конкурентоспособность отечественных производителей печного и закалочного оборудования. Выставка призвана дать новый мощный импульс развитию данной отрасли на территории государств СНГ и способна повлиять на общемировые тенденции ее развития.

В. М. Шулаев

УДК 656.022.001

Казахстан: проблемы безопасности дорожного движения

Г.К. КАЛЕНОВ

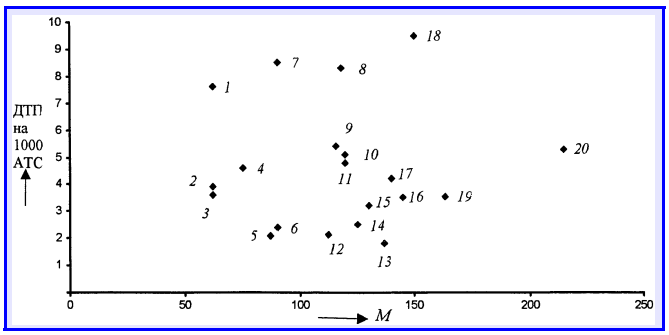
Основные перевозки грузов и пассажиров в Казахстане осуществляются железнодорожным транспортом. Автомобильные же дороги на большей части территории страны в основном их дублируют. Что же касается районов, где железных дорог нет, то там автомобиль — основное транспортное средство. Но общая протяженность автомобильных дорог в стране невелика — чуть более 130 тыс. км, т. е. на 1 км^2 территории приходится 20,9 км дорог. Из них 88,4 тыс. км — общего пользования, 42,4 тыс. км — хозяйственные (в виде подъездов к промышленным предприятиям, рудникам, фермерским и лесным хозяйствам, другим производствам). При этом 91 % (20,9 тыс. км) дорог межгосударственного и республиканского, а также 64 % (41,8 тыс. км) местного (областного и районного) значений имеют твердое покрытие, а 4,2 % общей протяженности дорожной сети — дороги грунтовые. Однако нельзя не отметить, что, во-первых, бóльшая (86 %) часть дорог с твердым покрытием была построена в 1960—1980 гг., т. е. по нормам того времени; во-вторых, модернизации они в большинстве своем не подвергались, поэтому число опасных для движения участков на них увеличилось, по сравнению, например, с 1993 г., более чем в 6 раз. Итог: в настоящее время лишь 20 % дорог Казахстана можно, по оценкам специалистов, отнести к прочным и ровным. Что в 2,5—3 раза хуже аналогичных показателей федеральных дорог России, где, как известно, положение тоже далеко не из лучших.

Данное обстоятельство, безусловно, сдерживает развитие промышленного и сельскохозяйственного производства, малого и среднего бизнеса, не способствует росту межобластных перевозок и связей с другими государствами. Тем не менее объемы перевозок автомобильным транспортом все-таки увеличиваются. Например, в 2004 г. перевозки грузов возросли, по сравнению с 2001 г., на 24 %, а пассажиров — на 17 %. (Данные по 2005 и 2006 г. пока не опубликованы.)

Год	ДТП на 1000 АТС				
	легковые автомобили	автобусы	грузовые автомобили	всего АТС	прирост автопарка, %
1994	991 772	48 461	298 236	1 338 469	—
1995	1 034 129	45 574	260 828	1 340 531	+0,15
1996	997 544	39 738	210 566	1 247 848	−6,90
1997	973 323	34 130	165 048	1 172 501	−6,00
1998	971 170	29 547	178 133	1 178 850	+0,54
1999	987 724	36 146	186 331	1 210 201	+2,65
2000	1 000 298	45 666	196 980	1 249 944	+2,70
2001	1 057 801	50 162	204 568	1 312 531	+5,59
2002	1 062 554	51 367	214 191	1 328 112	+1,19
2003	1 148 754	61 391	223 063	1 433 208	+7,91
2004	1 204 118	62 894	224 872	1 491 884	+4,09

Основная причина такого роста — интенсивная автомобилизация страны в последние годы (см. таблицу). Причем автомобильный парк увеличивается по всем типам АТС.

Так, если в самом неблагополучном с этой точки зрения 1997 г. число грузовых автомобилей составляло 165 тыс. ед., то к концу 2004 г. — 224,9 тыс. (больше на 36,2 %), автобусов — соответственно 34,1 и 62,9 тыс. (рост на 84,3 %), легковых автомобилей — 34,1 и 1204 тыс. (больше в 3,5 раза).



Характеристики аварийности на дорогах некоторых стран:
1 — Великобритания; *2* — Норвегия; *3* — Армения; *4* — Швейцария; *5* — Финляндия; *6* — Албания; *7* — Канада; *8* — Австрия; *9* — Италия; *10* — Грузия; *11* — Украина; *12* — Румыния; *13* — Андорра; *14* — Болгария; *15* — Франция; *16* — Эстония; *17* — Испания; *18* — Казахстан; *19* — Белоруссия; *20* — Россия

Количественное увеличение автопарка, не сопровождающееся, к сожалению, столь же интенсивным развитием дорожной сети и совершенствованием ее качества, неизбежно ведет к снижению безопасности дорожного движения. Что и происходит в Казахстане: общее число ДТП здесь растет с темпом 6,5 % в год. То есть даже быстрее, чем автопарк. (Последнее, по всей видимости, объясняется старением автомобильной техники: в настоящее время 45,2 % грузовых, 40,4 специальных и 9,4 легковых автомобилей, а также 34 % автобусов эксплуатируются более 13 лет.)

Характерно и распределение ДТП по месту их совершения: 76 % из них происходят в населенных пунктах, 9 — на дорогах местного значения и 15 % — на автотрассах международного и республиканского значения. Причем тяжесть их последствий особенно высока (23 погибших на 100 пострадавших) именно на дорогах международного и республиканского значения.

Очень неблагополучно положение с аварийностью и по таким показателям, как число ДТП на 1000 АТС и число погибших в ДТП в расчете на 1 млн населения. Например, в 2001 г. по первому из них (см. рисунок) Казахстан был безусловным "лидером", а по второму — уступал лишь России и Белоруссии. Что заставляет сделать вывод: дело, видимо, не только в плохих дорогах и старении автопарка, а в отсутствии комплексного подхода к решению проблемы "человек—автомобиль—дорога—среда". Это и организация дорожного движения в населенных пунктах, и повышение дисциплины водителей и пешеходов, и оснащение дорог техническими средствами регулирования, и строительство безопасных переходов, и совершенствование системы автосервиса, и налаживание более жесткого контроля со стороны дорожной полиции, и многое другое, без чего решить проблему невозможно.

А. И. Рябчинскому — 70 лет

Заслуженному деятелю науки Российской Федерации, доктору технических наук, профессору Анатолию Иосифовичу Рябчинскому, заведующему кафедрой "Организация и безопасность движения" МАДИ (ГТУ) исполнилось 70 лет.

Его научная деятельность началась в 1963 г., после окончания Белорусского политехнического института, в аспирантуре МАДИ, где он под руководством тогдашнего ректора, известного ученого Л.Л. Афанасьева, успешно защитил кандидатскую диссертацию. Затем, в 1967 г., пришел на только что начавший функционировать Центральный научно-исследовательский автомобильный полигон, который стал его судьбой и создал ему, как теперь говорят, новый научный "имидж" одного из главных специалистов, занимающихся пассивной безопасностью АТС.

Здесь, в нынешнем НИЦИАМТе, очень ярко проявился его талант исследователя и организатора: за относительно короткое время при активном участии Анатолия Иосифовича впервые в стране была создана уникальная испытательная база, где выполнялись и выполняются исследования и разработки, обеспечившие отечественную автомобильную промышленность средствами, резко повышающими уровень пассивной безопасности выпускаемой техники. Поэтому не случайно, что именно по результатам научных исследований, проведенных на автополигоне, А.И. Рябчинский в 1985 г. защитил докторскую диссертацию по теме "Пассивная безопасность комплекса "человек—автомобиль—дорога" и опубликовал монографию "Пассивная безопасность автомобиля", остающуюся до сих пор настольной книгой для специалистов отрасли.

Не случайно и то, что в 1988 г. он принимает приглашение о переходе на преподавательскую работу в МАДИ (ГТУ), где возглавляет

одну из ведущих кафедр "Организация и безопасность движения".

По сути, практик, Анатолий Иосифович чрезвычайно быстро осваивает тонкости преподавательской работы, читает студентам переданный ему по наследству курс лекций "Безопасность транспортных средств" и такие новые дисциплины, как "Основы сертификации", "Международная регламентация безопасности автотранспортных средств", для методического обеспечения которых готовит и издает соответствующие учебники и учебные пособия. И как ученый-практик, тонко чувствующий запросы жизни, активно участвует в аттестации научных кадров, являясь заместителем председателя докторского совета МАДИ (ГТУ). Кроме того, он постоянно выступает официальным оппонентом по докторским и кандидатским диссертациям.

Его авторитет признан во всем мире. С 1997 г. он — постоянный представитель России в группе экспертов по пассивной безопасности (GRSP) ЕЭК ООН в Женеве, где известен как автор ряда предложений по совершенствованию требований и методов испытаний автомобилей на пассивную безопасность.

А.И. Рябчинский активно участвует в реализации федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 гг.", в выполнении совместных научно-исследовательских работ, конференциях и семинарах по проблеме безопасности дорожного движения. Достаточно сказать, что в ГТУ, подразделениях ГИБДД МВД России и других организациях страны успешно работает большой отряд инженеров и научных сотрудников, подготовленных возглавляемой им кафедрой "Организация и безопасность движения".

Анатолий Иосифович известен в стране и как создатель крупной (под его руководством защищено 15 кандидатских и две докторские диссертации, направленные на развитие теории и практических вопросов повышения безопасности дорожного движения; на его счету более 180 научных публикаций, из них 17 учебников, учебных пособий и монографий, 24 авторских свидетельства на изобретения) научной школы по проблеме обеспечения пассивной безопасности комплекса "человек—автомобиль—дорога". Выполненные впервые в стране под его научным руководством и непосредственном участии методические и экспериментальные разработки уже позволили создать теорию обеспечения пассивной безопасности автомобилей, повысить уровень пассивной безопасности отечественных АТС и элементов инженерного обустройства дорог, снизить потери ат ДТП.

Пусть эта короткая заметка будет поздравлением с юбилеем от большого коллектива НАМИ, с которым судьба связывает Анатолия Иосифовича вот уже почти полвека.

Доктора техн. наук
О. И. Гируцкий, В. Ф. Кутенев

Редакция журнала "Автомобильная промышленность" согласна со всем сказанным выше и, в свою очередь, желает нашему постоянному автору многих лет жизни, успехов в научных изысканиях, здоровья и исполнения всех его надежд.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Пашков В.И. — Автомобильная промышленность России в 2006 году 1
Веселов А.И. — Государственное стимулирование реализации "Концепции развития автомобильной промышленности". Ожидания и действительность. . 4
Фасхиев Х.А., Шайхутдинов И.Ф., Галимянов А.Д., Валеев И.Д. — Определение рациональных технико-экономических показателей автомобиля при его проектировании 8
АСМ-факты 11

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Сонкин В.И., Артемов А.А., Бажинов А.А., Миронычев М.А. — Экспериментальный бензиновый двигатель ЗМЗ-НАМИ с непосредственным впрыскиванием . 12
Шухман С.Б., Бахмутов С.В., Маляревич В.Э. — Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС . . . 15
Евсеенко И.А. — О циркуляции мощности в планетарной коробке передач . . 18
Ходес И.В. — Траекторные искажения движения АТС, обусловленные неопределенностью связей в рулевом приводе 21
Читатель предлагает
Павлов Н.И. — Бесшатунный поршневой ДВС 25
Рыбаков А.А. — Автомобильный двигатель с генератором газов 27

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Елистратов В.В., Самарский Е.А., Подчинок Е.В. — Алгоритм функционирования РЛС предупреждения столкновений автомобилей. 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Холмянскии И.А. — Концепция системы автоматизированного проектирования ДВС и вариант ее реализации 31
Санинский В.А., Меньшинин Г.Г., Быков Ю.М. — Определение и подбор зазора в подшипниках скольжения методом моделирования и идентификации комплекта вкладышей условной втулке-подшипнику 34
Украженко К.А. — Жесткость инструментальных соединений с избыточным базированием типа "конус—торец" 36

ИНФОРМАЦИЯ

Шулаев В.М. — "Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов в машиностроении" 37
За рубежом
Каленов Г.К. — Казахстан: проблемы безопасности дорожного движения . . . 39
Юбилеи
А.И. Рябчинскому — 70 лет 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, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор М.Г. Джавадян
Сдано в набор 28.12.2006. Подписано в печать 22.02.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,26. Зак. 331.
Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК"
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.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.