Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
М. С. Высоцкий
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик", 2009
Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
Выпускается с 1996 г.

В номере

Интервью

2 *Карповский Я. Е.* Техника, которой нет равной

Конструкция

9 *ОАО "КАМАЗ"*: верность качеству и новые решения

Эксплуатация. Ремонт

12 *Антропов Б. С., Кондаков С. Г., Гусятинский С. А.* Расход масла автомобильным дизелем

14 *Синельников А. Ф.* Автомобильные кузовные материалы, аварийные нагрузки и деформации, технология и оборудование для восстановления прочностных и геометрических параметров кузовов и кабин

Исследование. Расчет

23 *Бабурченков М. Ф.* Краевой эффект остаточных напряжений

Экономика

30 *Фасхиев Х. А.* Удовлетворенность потребителей продукции и ее оценка

Экология

39 *Грехов Л. В., Марков В. А., Девянин С. Н.* Параметры процесса топливоподачи и показатели дизеля, работающего на смесевых биотопливах

48 *Contents*

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

7 '2009 (№ 156)

Минскому заводу колесных тягачей — 55 лет

Техника, которой нет равной

Интервью с генеральным директором УП "МЗКТ" лауреатом Государственной премии Республики Беларусь Г. А. СИНЕГОВСКИМ руководителя корпункта журнала в Республике Беларусь Я. Е. Карповского

Фотоснимки ныне выпускаемой техники МЗКТ см. на 2-й и 3-й полосах обложки

Минский завод колесных тягачей (МЗКТ) ведет отсчет своей истории с 23 июля 1954 г. В этот день во исполнение Постановления Совета Министров СССР от 25 июня 1954 г. "О создании производственных мощностей и об обеспечении Министерства обороны СССР артиллерийскими тягачами" и изданных 1 и 5 июля приказов министра автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения под грифом "Сов. секретно" был выпущен приказ по Минскому автомобильному заводу об организации на МАЗе СКБ-1 с опытной базой, ставших предшественниками нынешнего МЗКТ. И также совершенно секретно на производстве специальных колесных тягачей на протяжении более трех с половиной десятилетий выпускались ранее неизвестные советскому автопрому многоосные полноприводные тягачи и шасси. С 1991 г. бывшее спецпроизводство МАЗа — самостоятельное предприятие, переставшее быть секретным. Уже не один год въезжающих в столицу Беларуси со стороны Могилевского шоссе встречает отсвечивающая золотом надпись на белорусском языке над его производственным корпусом: "Мінскі завод колавых цягачоў".

Сегодня Минскому заводу колесных тягачей — 55 лет, хотя формально предприятие под таким названием едва перевалило за полтора десятилетия. О заводе с удивительной судьбой, не похожей на других, его прошлом, настоящем и будущем, о его не менее удивительной технике, порой не имеющей аналогов в мире, — это интервью.

— Совсем недавно, в преддверии 55-летия предприятия, на заводе удалось получить документы, предопределившие его рождение. Что испытали Вы, вчитываясь в их строки?

— Не только я, но и все, кому удалось знакомиться с полученными документами более чем полувековой давности, испытывали непередаваемое словами волнение. О том, что в далеком теперь 1954 г. по инициативе Маршала Советского Союза Г. К. Жукова, бывшего тогда заместителем министра обороны СССР по вооружению, на заседании Правительства СССР был рассмотрен вопрос и принято постановление о создании производственных мощностей для выпуска артиллерийских тягачей, на заводе, конечно, знали. Знали и то, что разработка и производство тяжелых колесных артиллерийских тягачей, еще не выпускавшихся отечественным автопромом, возлагались на Минский автомобильный завод. И каждый, понятно, испытывал гордость за то, что эта ответственная задача возлагалась на самый молодой в то время в стране автомобильный завод. Но вот сами документы, определяющие это, — постановление правительства, приказы министра автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения и изданный во исполнение их приказ по Минскому автозаводу —никто из ныне работающих на заводе ранее не видел. Для меня, которому уже приходилось сталкиваться с подобными документами, пусть, разумеется, не такого масштаба, в них приятно удивили их глубина, конкретность, охват всех проблем, от решения которых зависело выполнение поставленной задачи. Для создания на предприятиях отрасли, в том числе на МАЗе, производственных мощностей для выпуска артиллерийских тягачей и организации специальных конструкторских бюро по их разра-

ботке, было предусмотрено все необходимое — от выделения материальных ресурсов и финансовых средств до направления в создаваемые СКБ лучших, наиболее квалифицированных специалистов с других предприятий отрасли и выпускников ведущих технических вузов страны, их первоочередного обеспечения жильем. К выполнению поставленной задачи были привлечены чуть ли не все союзные и союзно-республиканские министерства, от которых зависело ее решение. И еще, что обращает внимание, — исключительно сжатые сроки, отводимые на решение тех или иных задач. К примеру, в 5-дневный срок предлагалось представить в главные управления министерства проекты штатных расписаний организуемых СКБ, в 10-дневный срок — предложения по укомплектованию их специалистами, в месячный срок — обеспечить перевод в эти СКБ квалифицированных инженерно-технических работников с других заводов отрасли, направление для работы в них молодых специалистов, окончивших в 1954 г. высшие и средние специальные учебные заведения. Меньше месяца отводилось на создание самих СКБ, в месячный срок начальникам главных управлений и директорам заводов предлагалось представить в техническое управление министерства проекты планов опытно-конструкторских работ по артиллерийским тягачам на 1954 г. и перспективные планы на 1955—1957 гг. Сжатые сроки предстоящих работ не оставляли времени даже на перепечатку приказов после внесения в них от руки правок министром: подписанные им они немедленно рассылались исполнителям. Разумеется, в таком виде были получены нами из Российского государственного архива экономики копии уже снятых с секретного хранения документов.

— А как на деле соблюдались эти сжатые сроки? Как созданное на МАЗе специальное конструкторское бюро решало возложенные на него задачи? Как шло создание производственных мощностей?

— Еще до создания специальных конструкторских бюро приказом министра были назначены их главные конструкторы. Главным конструктором по тяжелым колесным тягачам — начальником специального конструкторского бюро на Минском автомобильном заводе был назначен Борис Львович Шапошник, за плечами которого уже был немалый опыт руководства крупными конструкторскими коллективами: перед войной — Московского, в годы войны — Ульяновского, после войны — Новосибирского автозаводов, а с ноября 1949-го — созданного на МАЗе конструкторского бюро объекта с задачей разработки конструкторской документации и изготовления опытных образцов первых в стране 25-тонных автосамосвалов. Да и полученная им после окончания в 1930 г. Московского высшего технического училища квалификация инженера-механика по спецавтомо-

Главный конструктор СКБ-1 Б. Л. Шапошник за работой. 1954 г.

Балластный тягач МАЗ-53А — один из первых опытных образцов полноприводных четырехосных колесных тягачей

Тягач МАЗ-537, с которого началось серийное производство четырехосных тягачей и шасси. 1959 г.

Шасси МАЗ-543М

Шасси МАЗ-547А

Бортовой автомобиль МАЗ-7310

Автомобиль-плетевоз МАЗ-73101

билям оказалась весьма востребованной на новой работе, которая теперь ему поручалась.

Хотя коллектив СКБ-1 (такое наименование специальному конструкторскому бюро МАЗа было присвоено приказом по заводу) еще только формировался, уже в 1955 г. была выпущена техническая документация на двухосный колесный тягач МАЗ-528, опытный образец которого в том же году воплотил в металле задумки конструкторов. Год спустя были изготовлены опытные образцы сразу двух изделий — одноосного тягача МАЗ-529В и четырехосного полноприводного тягача МАЗ-535, а еще через год-два и его модификаций — балластного тягача МАЗ-535А для буксировки артиллерийских систем и прицепов массой до 15 т, шасси МАЗ-535Б для монтажа самоходной пусковой установки массой до 20 т, седельного тягача МАЗ-535В с нагрузкой на седло 18 тс для транспортировки различных типов ракет массой до 25 т, размещаемых на полуприцепах.

Секрет же этого прост: заботы конструкторов не ограничивались разработкой конструкторской документации — они чувствовали себя в ответе и за изготовление опытных образцов разрабатываемой ими техники. И такое отношение к выполняемой работе было не случайным. В приказе министра об организации специальных конструкторских бюро на заводах отрасли было записано, что главные конструкторы заводов и главные конструкторы по артиллерийским тягачам несут персональную ответственность за обеспечение выполнения плана опытно-конструкторских работ по артиллерийским тягачами. Об этом требовании я считаю уместным почаще напоминать сегодняшним нашим конструкторам.

В дальнейшем с созданием все новых и новых образцов техники, когда СКБ-1 было выведено из подчинения главного конструктора завода, эта ответственность еще более возросла, что не могло не сказаться на результатах работы. В 1957 г. было получено задание на разработку и изготовление опытных образцов специальной техники: автопоезда в составе седельного тягача МАЗ-537 и полуприцепа МАЗ-5247 для транспортировки танков и другой техники, инженерного колесного тягача МАЗ-538. Уже в следующем году предстояло обеспечить изготовление их опытных образцов, а в 1959 г. — начать производство четырехосных тягачей. И задача эта была решена. 29 марта 1959 г. был собран первый тягач МАЗ-537 опытной партии машин, положивший начало производству на заводе техники, ради которой создавалось спецпроизводство.

Уже в апреле того же года, хотя и с отставанием от установленных сроков, был принят в эксплуатацию цех опытного производства, на площадях которого предстояло обеспечивать изготовление всех опытных образцов разрабатываемой техники, а в середине года — и новый 5-этажный инженерный корпус, где на двух этажах в просторных конструкторских залах предстояло трудиться разработчикам спецтехники.

— А какую оценку получили первые разработки, выполненные конструкторами спецтехники МАЗа?

— Безусловно наивысшей оценкой стала постановка их на производство, причем, учитывая необходимость высвобождения производственных площадей для изготовления вновь разрабатываемых шасси, и на других заводах отрасли. По документации, разработанной СКБ-1, на заводе в Могилеве, вскоре ставшем автомобильным, было организовано производство одноосных тягачей МАЗ-529В, на Курганском заводе колесных тягачей — четырехосных колесных тягачей МАЗ-535 и МАЗ-537 и инженерного колесного тягача МАЗ-538. Показательно, что несколько модернизированный тягач МАЗ-537 выпускался на КЗКТ до последнего времени. А награждение в 1959 г. группы конструкторов СКБ-1 и работников цеха опытного производства орденами и медалями СССР стало первым государственным признанием заслуг создателей спецтехники МАЗа.

— Какая, отвечая требованиям времени, разрабатывалась новая техника?

— С увеличением видов и типов тяжелого вооружения, монтируемого на многоосных полноприводных шасси, повышалась их грузоподъемность, росло количество осей, улучшались параметры технических характеристик.

Уже в 1962 г. было начато производство разработанного в СКБ-1 нового четырехосного шасси МАЗ-543 высокой проходимости для размещения агрегатов первого в стране ракетного комплекса оперативно-тактического назначения "Темп-С". Его конструкция оказалась настолько удачной, что на многие годы шасси МАЗ-543 стало базовым для разрабатываемой СКБ-1 техники, а его модификации и в настоящее время производятся на МЗКТ.

Создание еще более мощных ракетных комплексов требовало разработки шасси большей грузоподъемности, а главное, отвечающих высоким требованиям мобильности. И такие шасси с колесной формулой 12 × 12 — МАЗ-547А и МАЗ-547В с отодвинутой назад и приподнятой правой кабиной, исходя из требований размещения ракетной техники, — были созданы и в короткие сроки поставлены на производство. На базе этих машин в дальнейшем были разработаны еще большей грузоподъемности шасси: МАЗ-7912 с колесной формулой 14 × 12, МАЗ-7916 (12 × 12), МАЗ-7917 (14 × 12). Были созданы и уникальные транспортеры сверхбольшой грузоподъемности — 150 и 220 т.

До конца 80-х годов основной продукцией созданного на МАЗе производства специаль-

Транспортер МАЗ-7904 с имитатором груза на испытаниях

Специальное колесное шасси МАЗ-7917, ставшее надежной мобильной базой ракетного комплекса "Тополь"

Автопоезд в составе седельного тягача МАЗ-7414 и трехосного полуприцепа МАЗ-99868

Шасси МАЗ-7919, специально разработанное для эксплуатации в районах Прикаспийского нефтегазового комплекса

Автопоезд в составе бортового автомобиля МАЗ-79092 и прицепа МАЗ-8385

Четырехосный автомобиль-самосвал МЗКТ-65151

Четырехосное колесное шасси МЗКТ-69233 со смонтированным гидравлическим подъемником

Пятиосное полноприводное шасси МЗКТ-65276 со смонтированным специальным оборудованием для ремонта скважин методом колтюбинговой технологии

ных колесных тягачей были тягачи и шасси, выпускаемые для нужд Министерства обороны СССР, которые стали надежной транспортной базой для тяжелых систем вооружений, в том числе ракетных комплексов оперативно-тактического назначения "Темп-С" и "Эльбрус", комплексов противовоздушной обороны "С-300", ракетных систем залпового огня "Смерч", комплексов береговой обороны "Берег", "Рубеж", стратегических ракетных комплексов "Темп-2С", "Пионер", "Тополь", а также для размещения и транспортировки командно-штабных пунктов, радиолокационных средств и другого оборудования.

Время серийного выпуска шасси МАЗ-543 совпало с бурным развитием Западно-Сибирского и Прикаспийского нефтегазовых комплексов. Технические характеристики машин, их повышенная грузоподъемность и высокая проходимость вызвали большой интерес у транспортников и строителей нефтегазопроводов. Для удовлетворения их запросов на базе шасси МАЗ-543 были созданы и выпускались бортовые тягачи и прицепы для перевозки гусеничной техники и других грузов, самосвалы, трубовозы и плетевозы, шасси для монтажа оборудования пожарных машин. Во второй половине 80-х годов были разработаны и выпускались автопоезда на базе четырехосных тягачей МАЗ-7413 и МАЗ-7414 для перевозки крупных неделимых грузов грузоподъемностью 75 и 100 т.

Проведенная дважды, в конце 60-х – начале 70-х и в 80-х годах, реконструкция спецпроизводства со строительством его новых объектов позволила не только расширить производственные мощности, но и переоснастить их на новой технической основе, обеспечив широкое внедрение современного высокопроизводительного оборудования, в том числе обрабатывающих центров, станков с ЧПУ, построить и ввести в эксплуатацию новую конструкторско-экспериментальную базу. Это создало условия для быстрейшего освоения новой техники, наращивания ее производства.

Более чем за три с половиной десятилетия, в течение которых производство специальных колесных тягачей МАЗа выпускало разрабатываемую СКБ-1 (в дальнейшем УГК-2) многоосную полноприводную автомобильную технику, было освоено и поставлялось только заказчикам военной автомобильной техники около 70 ее моделей и модификаций. О том, насколько значимы были эти разработки, свидетельствуют награды, полученные их создателями, — Ленинской и Государственной премии СССР. Показательно, что из 37 медалей лауреатов Государственной премии СССР, которыми были отмечены минские автозаводцы за разработку новой техники, 23 присуждены за технику, созданную в производстве специальных колесных тягачей. Трем из отмеченных Государственной премией СССР автозаводцам это звание было присуждено дважды. Высоких званий Героя Социалистического Труда, лауреата Ленинской и Государственной премии СССР был удостоен Б. Л. Шапошник, на протяжении трех десятилетий бессменно возглавлявший конструк-

торскую службу спецтехники МАЗа. Орденами и медалями СССР были отмечены и сотни рядовых работников и руководителей спецпроизводства. Вклад создателей спецтехники МАЗа и в награждении двумя орденами Ленина и орденом Октябрьской революции, которыми был отмечен завод всего за 10 лет — с августа 1966 по январь 1977 г. Минского автозавода. Вторым орденом Ленина МАЗ был награжден за большие заслуги в создании, испытании и производстве специальной техники.

— Создание в 1991 г. на базе подразделений спецпроизводства МАЗа в качестве самостоятельного предприятия Минского завода колесных тягачей совпало, как известно, с распадом Советского Союза, что не могло не сказаться на деятельности уникального производства, созданного в свое время для удовлетворения потребностей в выпускаемой им технике всей огромной страны. Что же обеспечило сохранение научно-производственного потенциала предприятия, его дальнейшую работу?

— Прежде всего, реализация разработанной на заводе конверсионной программы. В условиях изменившейся международной обстановки, непростого экономического положения вновь образовавшихся на постсоветском пространстве независимых государств, резкого сокращения госзаказов на выпускаемую заводом военную автомобильную технику со стороны ее основного заказчика — Министерства обороны Российской Федерации — это было единственно верным решением. Разработка и постановка на производство востребованной на рынке техники позволили не только обеспечить загрузку производственных мощностей, сохранить кадры, но и продолжить работы по созданию новых образцов всегда нужной для обеспечения безопасности военной автотехники. Показательно, что совсем вскоре, в 1998 г., за большой вклад в создание специальной техники, укрепление дружбы и сотрудничества между народами группа работников предприятия была награждена российским орденом Дружбы.

Широкая гамма выпускаемой заводом автомобильной техники, постоянное ее обновление с учетом потребностей рынка и сегодня обеспечивают четко прослеживаемое в последние годы наращивание объемов производства.

— Что представляет собой ныне выпускаемая заводом техника?

— Не называя конкретных моделей производимой техники, скажу только, что все множество ее изделий — это востребованные потребителями семейства полноприводной гру-

Четырехосное колесное шасси МЗКТ-7930

Трехосное колесное шасси МЗКТ-80211

Трехзвенный автопоезд МЗКТ-74135-99942-83721 для перевозки бронетехники

Полноприводное специальное трехосное колесное шасси МЗКТ-6922

Восьмиосное полноприводное колесное шасси МЗКТ-79221

зовой автотехники. Первые два семейства — большегрузные многоосные полноприводные шасси и тягачи высокой проходимости для нужд армии и под монтаж различного оборудования для многих отраслей промышленности. Третье семейство — большегрузные автопоезда в составе многоосных тягачей и полуприцепов (прицепов) грузоподъемностью 40—75 т и более для транспортировки различных грузов и техники как по дорогам, так и без дорог. Четвертое семейство — совершенно новые для предприятия большегрузные дорожные (шириной 2,5 м) автомобили и шасси с колесной формулой 8 × 4, предназначенные для монтажа различного оборудования с целью создания специализированных агрегатов и транспортировки их по различным дорогам. Пятое семейство — специальные шасси с тремя, четырьмя и шестью осями и усиленной рамой для монтажа кранового, экскаваторного и другого оборудования. И, наконец, шестое семейство — трех- и четырехосные самосвалы, специальные автомобили и шасси шириной 2,5 м, предназначенные под монтаж различного оборудования для предприятий нефтегазового комплекса и других целей.

Вся эта производимая МЗКТ техника выгодно отличается от автотранспортных средств, выпускаемых другими заводами стран СНГ, не только высокой проходимостью, но и повышенной производительностью, способностью перевозить тяжелые крупногабаритные неделимые грузы в любых дорожных и климатических условиях.

Нельзя не напомнить и еще об одной ее особенности. Среди выпускаемой заводом техники есть и такая, которая служит мобильной базой современных ракетных комплексов. Представленные совсем недавно на параде в Москве, посвященном 64-й годовщине Победы в Великой Отечественной войне, подвижные грунтовые ракетные комплексы "Тополь", оперативно-тактические комплексы "Искандер", зенитно-ракетные комплексы С-300 "Фаворит" и реактивные системы залпового огня "Смерч" были смонтированы на шасси машин МЗКТ.

Техника нашего предприятия давно заслужила признание у своих потребителей. И в нынешних условиях мирового финансового кризиса ее высокие эксплуатационные качества помогают находить к ним дорогу. Недаром рекламный слоган выпускаемой заводом продукции — "Техника, не знающая преград".

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2009 г.

Подпишитесь в Издательстве и Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией

в отдел продаж, маркетинга и рекламы.

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97

E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

ОАО "КАМАЗ": верность качеству и новые решения

Двигатели КАМАЗ. Сегодня. Завтра

Группа компаний "КАМАЗ" — крупнейшая автомобильная корпорация Российской Федерации.

Первый силовой агрегат мощностью 210 л. с. был изготовлен в 1972 г. Им комплектовались все автомобили КАМАЗ, были разработаны двигатели для установки на автомобили Урал, ЗИЛ, автобусы ЛАЗ и ЛиАЗ.

С тех пор силовой агрегат претерпел ряд конструктивных изменении. С введением экологических требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами на КАМАЗе были разработаны семейства двигателей уровней Евро-1, 2, 3.

Сегодня ОАО "КАМАЗ" выпускает автомобили с двигателями большей мощности, экономичные, долговечные и экологически чистыми уровня Евро-3 с электронной системой управления.

Базовым в семействе является двигатель 740.60-360 мощностью 360 л. с. На двигателях уровня Евро-3 с традиционной топливной аппаратурой реализованы минимальные конструктивные изменения, связанные с внедрением системы электронного управления. Это установка специальных датчиков и исполнительных механизмов, а также конструктивные изменения цилиндропоршневой группы для снижения расхода масла на угар и внедрение мероприятий по обеспечению установленного ресурса двигателей.

Создание и производство транспортных дизелей уровня Евро-3 проводились по двум направлениям:

— на базе традиционной топливной аппаратуры с электронным регулятором с максимальной унификацией основных деталей двигателей уровней Евро-2 и Евро-3;

— на базе перспективной топливной аппаратуры с электронным управлением.

Уровень технических характеристик двигателей, соответствующих нормам Евро-3:

— минимальный удельный расход топлива 145—150 г/(л. с. · ч);

— расход масла на угар не более 0,1 % расхода топлива;

— ресурс не менее 800 тыс. км пробега автомобиля.

В настоящее время разработаны, прошли сертификационные испытания и выпускаются двигатели уровня Евро-3 моделей 740.63-400, 740.60-360, 740.61-320 и 740.62-280 с традиционной топливной аппаратурой и с электронным регулятором разработки ОАО "ЯЗДА" и фирмы "BOSCH".

Выполнение программы создания двигателей уровня Евро-3, наряду со снижением уровня токсичности отработавших газов, позволило реализовать такие функции как ограничение скорости, круиз-контроль, несанкционированный пуск двигателя, тем самым существенно улучшить потребительские свойства автомобилей КАМАЗ.

Специалисты НТЦ КАМАЗа разработали перспективное семейство двигателей (Евро-3) с системой топливоподачи аккумуляторного типа ("Common Rail"). Применение такой аппаратуры позволило расширить мощностной диапазон двигателей до 420 л. с. и снизить эксплуатационный расход топлива автомобилей.

В настоящее время изготавливается опытно-промышленная партия автомобилей для проведения контрольной эксплуатации в автохозяйствах.

Как известно, нормы экологического класса 4 для автомобильной техники в России вступают в силу с 1 января 2010 г. На базе двигателей уровня Евро-3 с системой топливоподачи аккумуляторного типа и электронной системой управления разработаны двигатели уровня Евро-4 с использованием системы нейтрализации и обработки отработавших газов.

Заявленный уровень технических характеристик двигателей уровня Евро-4:

— мощность 280—440 л. с.;

— минимальный удельный расход топлива 145—148 г/(л. с. · ч);

— расход масла на угар не более 0,06 % расхода топлива;

— ресурс не менее 1 млн км пробега автомобиля.

В ОАО "КАМАЗ" разработаны семейства газовых двигателей с электронной системой управления подачей газа, электромагнитными дозаторами и искровым зажиганием. Отличительной особенностью газовых двигателей КАМАЗ является распределенная фазированная подача газа во впускной тракт каждого цилиндра, что позволяет при необходимости коррек-

тировать состав топливовоздушной смеси индивидуально для каждого цилиндра для получения минимальных выбросов вредных веществ.

Уровень технических характеристик газовых двигателей, удовлетворяющих нормам Евро-4:

— мощность 260 л. с.;

— минимальный удельный расход топлива 150 г/(л. с. · ч);

— расход масла на угар не более 0,1 % расхода топлива;

— ресурс не менее 800 тыс. км пробега автомобиля.

Двигатели предназначены для установки на автомобили КАМАЗ-65115, –65116, на шасси КАМАЗ-5297 для автобуса НЕФАЗ.

Заводами ОАО "КАМАЗ" также разработано и выпускается семейство V-образных восьмицилиндровых дизелей мощностью 240—400 л. с., предназначенных для установки на армейские автомобили семейства "Мустанг" и другую военную автомобильную технику КАМАЗ.

Перспективное семейство автомобилей "КАМАЗ"

В 1976 г. после пуска первой линии главного конвейера было изготовлено более 5000 автомобилей трех моделей: бортовой тягач КАМАЗ-5320, седельный тягач КАМАЗ-5410 и автомобиль-самосвал КАМАЗ-5511.

В последнее время через главный конвейер проходит ежегодно более 40 моделей автомобилей. Учитывая, что практически каждая модель автомобиля имеет значительное количество комплектаций, разработанных по требованию потребителей, становится ясно, что ОАО "КАМАЗ" интенсивно развивает свою продукцию, несмотря на тяжелые времена в его истории.

Современный модельный ряд автомобилей КАМАЗ состоит из следующих шести семейств:

- транспортные автомобили (базовый автомобиль КАМАЗ-53215);
- модернизированные транспортные автомобили (базовый автомобиль КАМАЗ-65115);
- полноприводные автомобили (базовый автомобиль КАМАЗ-43118);
- магистральные автомобили (базовый автомобиль КАМАЗ-5460);
- автомобили повышенной грузоподъемности (базовый автомобиль КАМАЗ-6520);
- развозные автомобили (базовый автомобиль КАМАЗ-4308).

Автомобили КАМАЗ, входящие в семейства, оборудуются двигателями мощностью 180—550 л. с., имеют диапазон грузоподъемностью 3—25,5 т и полную массу автопоезда до 120 т. Для российского рынка все автомобили поставляются с двигателями уровня Евро-3, на экспорт, учитывая специфику этого рынка, — с двигателями уровня Евро-1, 2, 3 и 4.

Несмотря на экономический кризис, затронувший все отрасли промышленности и хозяйства страны, основными направлениями продуктовой политики ОАО "КАМАЗ" являются:

- завершение работ по переходу с 01.01.2010 г. на выпуск автомобилей с двигателями уровня Евро-4 в соответствии с действующим законодательством;
- глубокая модернизация выпускаемой продукции;
- продолжение комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию перспективного семейства автомобилей КАМАЗ.

Целью модернизации является создание автомобилей и шасси с повышенными потребительскими свойст-

Автомобиль КАМАЗ-5308

Автомобиль КАМАЗ-65222

Автомобиль КАМАЗ-65221

вами, сниженной ценовой нагрузкой и расширенной сферой использования. При модернизации также планируется изменение экстерьера и интерьера кабины, введение пневматической подвески кабины для повышения комфорта, безопасности и привлекательности автомобилей. Например, разработка полноприводного шасси высокой проходимости КАМАЗ-65224 типа 6 × 6 с односкатной ошиновкой колес, шинами размером 16.00R20 и с регулируемым давлением обеспечила создание и освоение на базе шасси самосвала КАМАЗ-65222 типа 6 × 6 грузоподъемностью 19 т и седельного тягача КАМАЗ-65221 типа 6 × 6, предназначенного для эксплуатации в составе автопоезда полной массой более 60 т. Указанные автомобили и шасси особенно эффективны при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях и не имеют отечественных аналогов.

Завершен комплекс опытно-конструкторских работ и ведутся подготовительные работы для начала производства в 2009 г. среднетоннажного автомобиля КАМАЗ-5308 типа 4 × 2 (грузоподъемность шасси 10 т при полной массе 15 т, мощность двигателя до 300 л. с.). Уменьшенная высота погрузки автомобиля обеспечивает эффективную перевозку автопоездом полной массой 28 т различных грузов низкой плотности (объем перевозимого груза до 115 м^3). Кроме того, указанное шасси может заменить устаревшие шасси КАМАЗ типа 4 × 2 и 6 × 4 в составе различной спецтехники.

Создание и освоение перспективного семейства позволит полностью заменить выпускаемые автомобили современной конкурентоспособной техникой, в том числе полноценными магистральными тягачами.

Для модернизации существующих и создания новых семейств автомобилей потребовалось пересмотреть применяемый типаж агрегатов и узлов. Основной задачей при этом являлось улучшение потребительских свойств автомобилей. Так, в типаже подвесок кабины появилась 4-точечная пневматическая подвеска, минимизирующая вибронагруженность рабочего места водителя. Для этих же целей в комплектации автомобилей введены сиденья на пневмоподвеске.

В типаже задних подвесок автомобилей появились пневмоподвески с функцией дистанционного изменения уровня кузова. Применение пневмоподвесок в конструкции вахтового автобуса позволило существенно улучшить условия перевозки людей.

В планах ОАО "КАМАЗ" провести рестайлинг автомобилей, в результате чего преобразится как экстерьер, так и интерьер кабин.

Уделяется большое внимание системам помощи водителю, позволяющим повысить безопасность транспортных средств. Так, система ABS уже давно стала стандартным оснащением автомобилей КАМАЗ, автоматические регулировочные рычаги способствуют стабильности тормозных свойств автомобилей без необходимости дополнительных регулировок. В настоящее время ведутся работы по адаптации системы курсовой устойчивости (ESP) и электропневматической системы тормозов (EBS). Появились образцы с автоматизированными коробками передач, повышающими комфорт управления автомобилем и минимизирующими расход топлива.

Снижение массы применяемых агрегатов позволило повысить грузоподъемность автомобилей, а применение новых материалов и совершенствование конструкции — увеличить ресурс.

Постоянно ужесточающиеся нормативные требования к автомобилям являются еще одной причиной введения дополнительных систем, таких как система нейтрализации отработавших газов, передние противоподкатные защитные устройства, внешние шумоизоляционные экраны. Введение данных систем увеличивает затраты автопроизводителей, однако унификация и модульность конструкции стали залогом снижения логистических издержек, трудоемкости и вследствие этого стоимости применяемых решений.

Агрегаты, узлы и системы нового поколения, включая кабину, обеспечат повышение ресурса на 40—45 %, снижение расхода топлива на 15—20 % увеличение периодичности технического обслуживания в 2—2,5 раза.

Начало освоения автомобилей КАМАЗ перспективного семейства планируется с 2012 г.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

Б. С. Антропов,
д-р техн. наук,
проф.,
С. Г. Кондаков,
инж.,
С. А. Гусятинский,
инж.;
Ярославский
государственный
технический университет

Расход масла автомобильным дизелем

Изложены методы измерения расхода масла дизелями, установленными на автомобилях в условиях эксплуатации. Результаты измерений рекомендуется использовать для диагностирования состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей.

Ключевые слова: *двигатель, расход масла, эксплуатация, диагностирование.*

Общий расход масла двигателем в интервале между заменами определяется следующим уравнением:

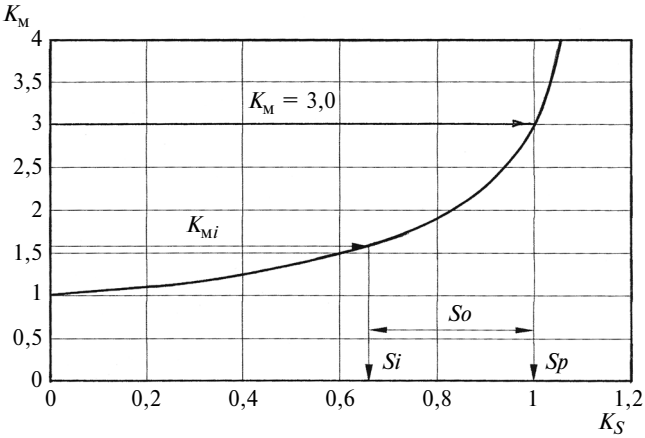
$$G_{м_\Sigma} = \frac{V_{сс} + G_д}{S}, \qquad (1)$$

где $V_{сс}$ — емкость смазочной системы двигателя, л; $G_д$ — количество доливаемого масла в смазочную систему, за пробег автомобиля; S — пробег автомобиля от одной замены $(i - 1)$ масла до следующей замены i; i — порядковый номер замены масла в двигателе, $S = S_i - S_{i-1}$ км.

Уравнение (1) можно представить в виде:

$$G_{м_\Sigma} = \frac{V_{сс} + G_д}{S} = G_{мз} + G_{мд}, \qquad (2)$$

где $V_{сс}/S = G_{мз}$ — расход масла на одну замену, л/км; $G_д/S = G_{мд}$ — расход масла на долив, л/км, за пробег S км.



Зависимость $K_м = f(K_s)$ для двигателей ЯМЗ

Для одной и той же модели автомобиля расход масла $G_{мз}$ является величиной постоянной, так как определяется емкостью смазочной системы двигателя $V_{сс}$. Поэтому в эксплуатации, когда речь идет о расходе масла, имеют в виду только расход масла на долив (иногда этот расход называют расходом масла на угар).

В силу сложившихся традиций отечественные заводы и иностранные фирмы, изготовители автомобильных дизелей расход масла на долив определяют в процентах расхода топлива по уравнению

$$G_{мд} = \frac{\Delta G_м}{\Delta G_т} 100\ \%, \qquad (3)$$

где $\Delta G_м$ и $\Delta G_т$ — соответственно абсолютные расходы масла и топлива автомобилем, л, за конкретный пробег S км.

К сожалению, приборов для определения расхода масла двигателем автомобиля в эксплуатационных условиях нет. Во многих автохозяйствах не представляют, как определить расход масла. В данном случае можно рекомендовать методику, широко используемую специалистами Ярославского ОАО "Автодизель" при испытаниях и решении спорных вопросов о расходе масла двигателем. Суть этой методики следующая.

Автомобиль устанавливают на ровную площадку и по истечении 30 мин после остановки двигателя доливают в картер масло до верхней метки измерительного стержня, а в топливный бак — топливо до самой горловины. После этого автомобиль направляется на работу, обеспечивающую наиболее полную нагрузку двигателя. После пробега автомобиля не менее 100 км он устанавливается на ту же площадку, где находится не менее 3 ч с остановленным двигателем. После указанного промежутка времени мерной посудой доливается масло в картер двигателя до верхней метки маслоизмерительного стержня и доливается топливо до самой горловины бака. Так определяются значения $\Delta G_м$ и $\Delta G_т$ (в л) и, используя уравнение (3), подсчитывается расход масла на долив в процентах от расхода топлива. Указанный метод простой и достаточно точный. Его точность повышается с увеличением пробега автомобиля и нагрузкой двигателя

(движение автомобиля с грузом на автомагистралях).

Расход масла новых двигателей ЯМЗ находится в пределах 0,2—0,4 % расхода топлива (в зависимости от модели двигателя). В процессе эксплуатации двигателей вследствие износа деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) увеличивается расход масла на долив, как это видно из эмпирической зависимости расхода масла на долив от пробега для автомобильных двигателей ЯМЗ серийного производства, приведенной на рисунке. Расход масла и пробег автомобиля на рисунке приведены в относительных величинах, а именно

$$K_{\text{м}} = \frac{G_{\text{мд}i}}{G_{\text{мдо}}} \text{ и } K_s = \frac{S_i}{S_{\text{р}}}, \qquad (4)$$

где $G_{\text{мд}i}$ — расход масла на долив при i-м испытании, л; $G_{\text{мдо}}$ — расход масла на долив нового технически исправного двигателя, л; S_i — пробег двигателя при i-м испытании, км; $S_{\text{р}}$ — ресурс деталей ЦПГ двигателя (в ч или км).

Как правило, в настоящее время ресурс деталей ЦПГ двигателей отечественного производства определяется пробегом, при котором значение $K_{\text{м}} \approx 3{,}0$. При указанных значениях $K_{\text{м}}$ дальнейшая эксплуатация двигателя становится экономически нецелесообразной, в нем необходимо устранить отказ или произвести замену деталей ЦПГ вследствие их износа.

Используя график, приведенный на рисунке, можно при i-м испытании определить остаточный ресурс двигателя (по значению $K_{\text{м}i}$)

$$S_{\text{о}} = S_{\text{р}} - S_i. \qquad (5)$$

Рассмотренные методы диагностирования широко используются в практике Ярославского ОАО "Автодизель" при испытаниях двигателей ЯМЗ в базовых автохозяйствах страны. Они позволяют контролировать состояние деталей ЦПГ двигателей и реализовывать их ресурс, гарантированный изготовителем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антропов, Б. С.** Обеспечение работоспособности автотракторных дизельных двигателей [Текст] / Б. С. Антропов, Ю. З. Звонкин, Е. Л. Слабов, В. П. Тимашев. — Ярославль, Изд-во ЯГТУ, 2005. — 186 с.
2. **Антропов, Б. С.** Износ двигателей при разгерметизации впускного тракта [Текст] / Б. С. Антропов, В. П. Тимашев // Автомобильная промышленность, 1985. — № 11. — С. 23—24.

Цистерны — единственный вид подвижного состава, спрос на который продолжает расти

По данным аналитиков ИА "INFOLine" нефтеналивные цистерны остались единственным видом подвижного состава, спрос на который продолжает расти. В первом квартале 2009 г. в России и Украине было произведено 2074 единиц цистерн для перевозки светлых и вязких нефтепродуктов, что на 30,6 % превышает показатели I квартала 2008 г. В апреле 2009 г. месячный выпуск цистерн был рекордным за период с 2004 г. "Основными факторами, способствующими сохранению спроса, эксперты считают стабилизацию экспорта нефти и нефтепродуктов в Китай, старение существующего парка и списание цистерн ОАО "Первая грузовая компания" после выработки нормативного срока службы и резкое снижение цен вагоностроительных заводов" — комментирует ситуацию руководитель отдела аналитики ИА "INFOLine" Михаил Бурмистров.

По данным исследования "Железнодорожное машиностроение: производство и конъюнктура рынка грузового подвижного состава" резкое снижение цен вагоностроительных заводов в условиях относительной стабильности и даже некоторого роста ставок аренды в 2009 г. позволило значительно сократить срок окупаемости подвижного состава. Фактический срок окупаемости цистерны, приобретенной в мае 2009 г. и предоставленной в аренду по ставке 30 долл. в сутки (без учета НДС), составляет около 6 лет при ставке дисконтирования 13 % годовых, что является приемлемым с учетом нормативного срока службы цистерн, который составляет 32 года.

В 2009 г. ОАО "Первая грузовая компания" в январе-мае закупила более 700 цистерн для светлых нефтепродуктов и планирует закупить еще 1300 единиц, что обусловлено текущим состоянием парка компании. На начало 2009 г. списанию подлежало до 20 % парка ОАО "Первая грузовая компания", а средний возраст парка превышает 27 лет при нормативном сроке службы 32 года. Таким образом, в 2009—2015 гг. истечет нормативный срок эксплуатации более 50 тыс. цистерн ОАО "Первая грузовая компания", что составляет почти 70 % имеющегося парка.

Также в 2009 г. закупки осуществляла компания "Трансойл" — 500 ед. и ведет переговоры о закупке еще 500. В начале июня "Уралвагонзавод" заключил контракт с компанией "Гала-Фарм" на поставку 300 цистерн и ведет переговоры с компанией "Соврафх-ТрансСервис". Рассматривает возможность закупки нефтеналивных цистерн у ОАО "Рузхиммаш" компания "Балттранссервис".

В то же время столь позитивные тенденции можно рассматривать только в среднесрочной перспективе, так как реализация проектов строительства нефтепроводов и особенно таких нефтепродуктопроводов, как Восточная Сибирь — Тихий океан и ответвления в Китай существенно снизит потребность в цистернах.

(По материалам ИА "INFOLine")

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук

Автомобильные кузовные материалы, аварийные нагрузки и деформации, технология и оборудование для восстановления прочностных и геометрических параметров кузовов и кабин

Приведены кузовные материалы, используемые при изготовлении современных автомобилей отечественного и зарубежного производства. Дана характеристика основным видам столкновений автомобилей, определены аварийные нагрузки и деформации элементов кузовов в зависимости от скорости движения автомобиля. Представлены современные технология и оборудование для восстановления прочностных и геометрических параметров автомобильных кузовов и кабин. Изложена методика нормирования ремонтных работ на кузовах, кабинах и облицовке автомобилей.

Ключевые слова: *кузов автомобиля, материалы, аварийные нагрузки, аварийные деформации, восстановление кузова, ремонтное оборудование, нормативы времени.*

Автомобильный транспорт широко используется во всех отраслях экономики. Технический уровень автомобиля, соответствие его конструкции требованиям эксплуатации непосредственно влияют на производительность транспортного процесса. Автомобиль стал реальным и неотъемлемым социальным фактором, органично вписываясь в ритм современной жизни.

Производство современных автомобилей должно учитывать целый ряд экономических взаимосвязей. Наряду со снижением производственных затрат, важнейшими факторами стали требования к энерго- и материалосбережению. Существенным является и выбор параметра материалов.

Автомобильные кузовные материалы

К числу определяющих факторов перспективного автомобильного производства относятся разработка и применение высокоэффективных материалов. Среди них главными остаются стали (рис. 1), хотя их доля в конструкции автомобиля будет сокращаться за счет внедрения алюминиевых и магниевых сплавов, керамики и других материалов. Но даже при использовании сталей — высокопрочных и легированных, а также новых технологий изготовления каркаса масса кузова может быть уменьшена на 30 %. В будущем для облегчения кузова получат применение композиционные материалы из стальных листов и синтетической прослойки, а также сочетание листовой стали и промежуточного слоя вспененного алюминия.

Непрерывное совершенствование внешних форм, снижение массы и увеличение долговечности автомобиля обусловливают достаточно сложную систему изготовления и ремонта кузовов и кабин. Примером таких новшеств является появление на дорогах нашей страны автомобилей иностранного производства с кузовами из алюминиевых сплавов. Что касается алюминия, то его потребление в производстве автомобилей продолжает расти. В США масса деталей из него в расчете на автомобиль составляет в среднем 114 кг, Японии — 90 кг, Европе — 70 кг.

В конструкции концептуальных автомобилей компаний Ауди и Даймлер-Бенц использованы каркасы из прессованных алюминиевых профилей. Масса кузова модели Ауди А8 за счет этого снижена до 810 кг и может быть уменьшена до 600 кг.

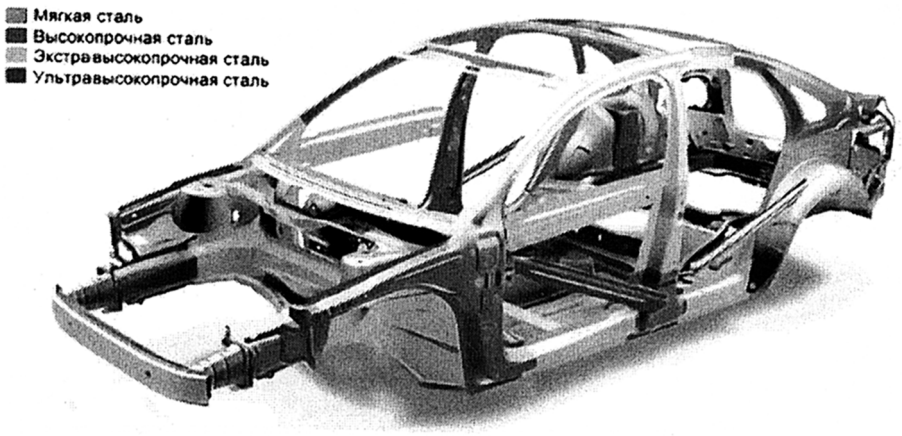


Рис. 1. Применение сталей в кузове автомобиля Вольво

В конструкции кузова из алюминиевых сплавов автомобиля четвертого поколения представительского класса Ауди А8 используются отливки (29 %), специальный профиль (34 %) и тонколистовой прокат (37 %). В конструкции кузовов применены новые решения, позволяющие использовать технологии сварки в среде инертных газов, клеевых и клепанных соединений, штамповку под высоким давлением, лазерную и гибридную лазерную сварку.

Основу кузова концептуальной модели немецкой фирмы "Karmahu" составляет алюминий, при этом кузов в 10 раз прочнее стального. Используемый материал представляет собой алюминиевые листы со вспененным алюминием в промежутках.

Алюминиевые сплавы с добавлением магния, меди и кремния (сплавы системы Al—Mg—Si) являются легкой и прочной заменой стали.

Новым материалом, активно завоевывающим автомобилестроение, является пеноалюминий — легкий жесткий с высоким энергопоглощением при столкновении. Металлические пенистые структуры обладают и высокими характеристиками, обеспечивающими шумоизоляцию и термостойкость.

Разработан новый материал трехслойной структуры, способной кардинально изменить конструкцию кузова и снизить его массу до 50 %.

Замена металлических деталей на пластиковые уменьшает стоимость их производства, при этом создаются условия для снижения себестоимости автомобиля на 20—30 %.

В настоящее время 48 % всех пластмассовых деталей автомобиля приходится на внутреннюю отделку кузова. Но известно множество примеров другого применения пластмасс, например, самоклеящиеся листовые материалы для повышения жесткости и прочности кузова из тонких стальных листов, оконные стекла из поликарбоната и др.

В последнее время производители автомобилей все большее внимание обращают на способы соединения деталей автомобиля. Известны конструкции автомобилей с кузовом из термопластов, соединенные с рамой клеем.

Одним из условий повышения безопасности является создание специального стекла, которое обладает способностью эффективно защищать водителя от солнечных лучей, сохранять прозрачность в неблагоприятных погодных условиях, а также обеспечивать прием и передачу автомобилем радиосигналов.

Прогнозирование степени снижения конструктивной массы автомобилей при использовании новых материалов приобретает большое значение в процессе выявления и анализа путей выполнения требований ресурсосбережения.

Абсолютное значение сниженной массы $m_{сн}$ при замене материала новым с повышенными прочностными свойствами определяется по формулам, зависящим от преследуемой цели изменения конструкции кузова. Если модернизация кузова заключается в изготовлении элементов конструкции из материала более прочного, чем материал существующей конструкции, то имеет место зависимость

$$m_{сн} = m_с K_{пп}(1 - K_н \delta_{пп}),$$

где $m_с$ — общая масса существующей конструкции кузова до модернизации; $K_{пп}$ — коэффициент, учитывающий массу узлов и элементов кузова, которые могут быть изготовлены из материала повышенной прочности и

иной плотности; $K_н$ — коэффициент, учитывающий характер нагрузки соответствующих узлов и элементов конструкции кузова; $\delta_{пп}$ — коэффициент теоретически возможного снижения массы узлов и элементов конструкции кузова при изготовлении их из материала повышенной прочности и иной плотности;

$$\delta_{пп} = \frac{(K_\rho/K_\sigma^{2/3})(1 + K_\rho/K_\sigma^{1/3})}{1 + K_J},$$

K_σ — коэффициент, учитывающий показатели прочности материала; K_ρ — коэффициент, учитывающий плотность материала; K_j — коэффициент корректирования, назначают в пределах 0,1—0,2.

При модернизации узла, заключающейся в замене материала новым меньшей плотности, значение $m_{сн}$ определяют по формуле

$$m_{сн} = m_с K_{мп}(1 - K_н\delta_{мп}),$$

где $\delta_{мп} = K_\rho/K_\sigma$.

Для общего случая, когда одна часть узлов не подвергается модернизации, другую часть изготовляют из более прочного материала и третью часть элементов — из материала с меньшей плотностью имеем:

$$m_{сн} = m_с[K_{пп}(1 - K_н\delta_{пп}) + K_{мп}(1 - K_н\delta_{мп})],$$

где $K_{мп}$ — коэффициент, учитывающий массу узлов и элементов кузова, которые могут быть изготовлены из материала с меньшей плотностью и неизменными прочностными свойствами; $\delta_{мп}$ — коэффициент теоретически возможного снижения массы узлов и элементов конструкции кузова при изготовлении их из материала с меньшей плотностью.

Значения поправочного коэффициента $K_н$ получают на основании анализа существующих аналогичных конструкций кузовов. Для элементов конструкций кузовов, подвергаемых в основном сжатию—растяжению $K_н = 0{,}95$: для элементов конструкции, работающих на сжатие с учетом обеспечения устойчивости элементов, $K_н = 0{,}92$; для элементов пространственных конструкций, работающих на изгиб и кручение, $K_н = 0{,}9$.

Коэффициенты $K_{пп}$ и $K_{мп}$, определяющие долю элементов, которые подлежат изготовлению из различных материалов, рассчитывают на основании деления конструкции кузова на отдельные узлы:

$$K_{пп} = m_{пп}/m_с \quad и \quad K_{мп} = m_{мп}/m_с,$$

где $m_{пп}$ и $m_{мп}$ — массы узлов и элементов кузова автомобиля, которые могут быть изготовлены соответственно из материала повышенной прочности и из материала с меньшей плотностью.

Коэффициенты K_σ и K_ρ определяют по предельным значениям прочности и плотности существующего $\sigma_с$, $\rho_с$ и нового $\sigma_н$, $\rho_н$ материалов. При $\sigma_н > \sigma_с$ и $\rho_н < \rho_с$ имеем

$$K_\sigma = \sigma_н/\sigma_с \quad и \quad K_\rho = \rho_н/\rho_с.$$

Таблица 1

Химический состав (%) алюминиевых сплавов немецкого производства

Химический состав	Сплав AlSi10MgMn	Сплав AlMgSi
Кремний	10	0,5
Железо	0,30	0,2
Медь	0,02	0,02
Марганец	0,10	0,03
Магний	0,10	0,8

Рассмотренные зависимости характеризуют предельное снижение массы. Рациональное значение σ получают исходя из анализа приведенных затрат. Увеличение капитальных затрат на новый материал пропорционально его прочностным свойствам: с ростом последних повышаются, как правило, капитальные затраты. Эксплуатационные затраты на автомобиль, изготовленный из более прочных материалов, снижаются пропорционально увеличению их прочностных свойств. При определенной прочности приведенные удельные затраты имеют минимальное значение, которое характеризует рациональное значение прочности материала.

Масса кузова после модернизации $m_н$ в каждом из рассмотренных случаев $m_н = m_с - m_{сн}$.

Химический состав и механические характеристики низкоуглеродистой стали 08кп, используемой при изготовлении кузовов легковых автомобилей отечественного производства следующие. Химический состав: углерод 0,05—0,11 %; марганец 0,25—0,50 %; кремний — не более 0,03 %; фосфор — не более 0,035 %; сера — не более 0,04 %; никель — не более 0,25 %; медь — не более 0,25 %. Механические характеристики: предел прочности $\sigma_в = 330$ Н/мм^2; предел текучести $\sigma_т = 200$ Н/мм^2; относительное удлинение $\delta = 33$ %; твердость НВ не более 131.

Химический состав стали St14 немецкого производства: углерод — 0,004 %; марганец — 0,2 %; фосфор — 0,015 %, сера — не более 0,04 %; никель — 0,004 %; алюминий — 0,03—0,07 %. Химический состав (в %) алюминиевых сплавов немецкого производства, используемых при изготовлении автомобильных кузовов, приведен в табл. 1.

Механические характеристики сталей и алюминиевых сплавов, используемые при изготовлении рамно-кузовных конструкций автомобилей, приведены в табл. 2.

Аварийные нагрузки и деформации

Автомобиль должен быть сконструирован так, чтобы в экстремальных ситуациях обеспечить безопасность находящихся в салоне водителя и пассажиров. Достаточно привести такой пример. Автомобиль массой 1 т, движущийся со скоростью 50 км/ч, обладает та-

Таблица 2

Механические свойства и область применения кузовных материалов

Марки материалов	Предел текучести $\sigma_т$, Н/мм^2	Предел прочности $\sigma_в$, Н/мм^2	Относительное удлинение δ, %	Модуль упругости E, Н/мм^2	Плотность ρ, кг/дм^3	Отношение модуля упругости к плотности	Толщина листа, мм	Область применения в кузове
Сталь 08кп	200	330	33	$2{,}0 \cdot 10^5$	7,8	$2{,}56 \cdot 10^4$	0,45—1,5	Детали кузова
St 12	≈280	270—410	≈28	$2{,}1 \cdot 10^5$	7,86	$2{,}67 \cdot 10^4$	0,6—2,5	Единичные детали кузова
St 13	≈250	270—370	≈32					Сложные детали кузова
St 14	≈240	270—350	≈38					Наружные детали кузова: пол, двери, крылья; толщина 0,75—1,0 мм
ZE 260 ZE 340 ZE 420	260—340 340—420 420—500	≈370 ≈420 ≈490	≈28 ≈24 ≈20				0,75—2,0	Высоконагруженные детали кузова, не требующие сложной штамповки
AlMg0,4Si1,2	≈140	≈250	≈28	$7{,}0 \cdot 10^4$	2,7	$2{,}59 \cdot 10^4$	0,8—2,5	Наружные детали кузова: двери, капот, крышка багажника, крылья; толщина 1,25 мм
AlMg4,5Mn0,3	≈130	≈270	≈28				0,5—3,5	Для армирования облицовочных панелей, внутренние детали

кой же энергией, какую имеет кусок скалы массой 100 т, перемещающийся со скоростью 1 м/с.

Рост автомобильного парка страны не сопровождается его активным обновлением. В настоящее время эксплуатируется много старых автомобилей, которые имеют значительные износы. Одновременно на трассах появились автомобили с высокими динамическими и тормозными характеристиками. В транспортном потоке возрастает неравномерность скоростей движения, что приводит к увеличению количества ДТП, связанных с обгоном, маневрированием, резким торможением и т. д.

Автомобиль является самым опасным видом транспорта. По данным ГИБДД (табл. 3) с ростом количества автомобилей растет чис-

Таблица 3

Динамика изменения количества ДТП, числа пострадавших и материального ущерба

Год	Количество ДТП, тыс. ед.	Число постадавших, тыс. чел				Ущерб от ДТП, млн руб.			
		общее	погибших	раненых	на 100 ДТП	всего	от гибели людей	от ранения людей	от повреждения АТС
2000	157,6	209,0	29,6	179,4	0,1326	—	—	—	—
2001	164,4	218,7	30,9	187,8	0,133	—	—	—	—
2002	184,4	248,9	33,3	215,7	0,135	—	—	—	—
2003	204,3	279,5	35,6	243,9	0,1368	321,6	172,3	36,0	72,9
2004	208,6	285,9	34,5	251,4	0,1371	369,0	186,2	41,5	91,0
2005	223,3	308,8	34,0	274,9	0,1383	407,9	204,3	50,5	102,5
2006	229,1	318,1	32,7	285,4	0,1388	476,4	229,1	65,6	122,2

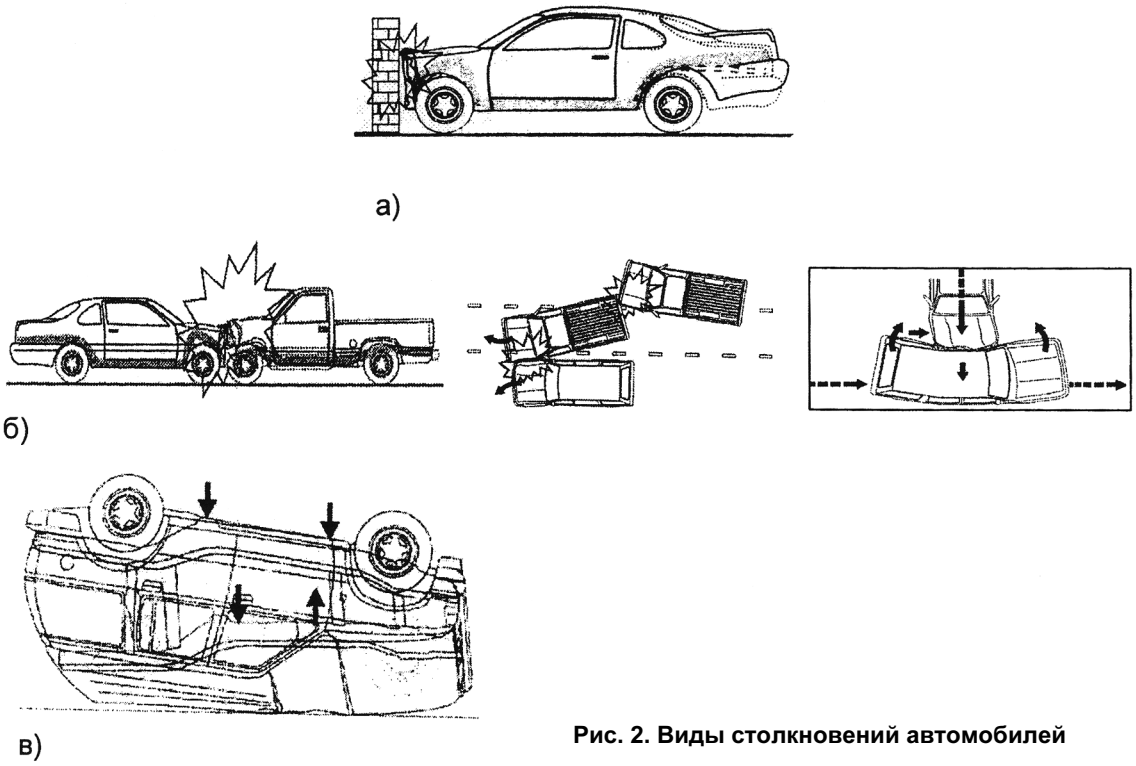


Рис. 2. Виды столкновений автомобилей

ло ДТП. В 2012 г. ожидается рост числа погибших до 40 тыс. человек. К счастью, вследствие увеличившейся плотности движения, улучшения надежности автомобилей и повышения ответственности водителей количество тяжелых повреждений, приводящих к смертельным случаям и замене кузова автомобиля, уменьшилось. Однако число аварий, в которых автомобили получают мелкие и средние повреждения, сильно увеличилось.

Число ДТП с пострадавшими в г. Москве в зависимости от вида нарушения Правил дорожного движения ориентировочно составляет (%): наезды на пешеходов — 51,2; столкновения автомобилей — 36,2; наезды на препятствия (столбы, остановки транспорта и т. п.) — 6,5; наезды на стоящие автомобили — 4,1; опрокидывание или переворот автомобиля —0,5; другие (наезды на велосипедистов, выпадение пассажиров и т. п.) — 1,5.

Анализ ДТП показывает, что наиболее часто встречаются три вида столкновений автомобиля: наезд на постоянное препятствие (рис. 2, *а*), удар в другой движущийся автомобиль (рис. 2, *б*) и опрокидывание (рис. 2, *в*).

Размеры сечений несущих элементов, конструктивные формы, а следовательно, масса и расход материалов в большинстве случаев определяются условиями обеспечения безопасности езды на автомобиле, т. е. прочности и жесткости его кузова.

Предельные состояния или допускаемые напряжения — факторы, влияющие на прочность элементов конструкции в эксплуатации, количественные значения предельно-допустимых напряжений, деформаций и перемещений с полным учетом механических характеристик материала и их стабильности, вида напряженного состояния, влияния внешней среды, степени точности определения внешних нагрузок, возможных последствий нарушения прочности элементов и др.

Под предельным состоянием рамно-кузовной конструкции понимается такое состояние, при котором ее дальнейшее использование по назначению недопустимо по условиям безопасности пассажиров или восстановление исправного состояния технически невозможно или экономически неоправданно. Объективным критерием оценки предельного состояния рамно-кузовной конструкции современных автомобилей является надежность, определяемая ее прочностью.

При оценке прочности рамно-кузовных конструкций автомобилей со сроком эксплуатации до 3 лет не приходится говорить об усталостной прочности и расчете долговечности. Как правило, заключение о прочности делается на основании выполнения условия прочности $\sigma_{max} \leqslant [\sigma]$ или сравнения полученного значения коэффициента запаса прочности с допускаемым значением.

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ выбирают с определенным коэффициентом запаса по отношению к предельным напряжениям для данного материала. Например, для пластичных материалов за предельное напряжение принимается предел текучести $\sigma_т$. Анализ коэффициентов запаса и допускаемых напряжений в зависимости от вида нагружения автомобиля показывает, что при расчете для всех видов нагрузок коэффициенты запаса можно принять в пределах 1,3—1,6.

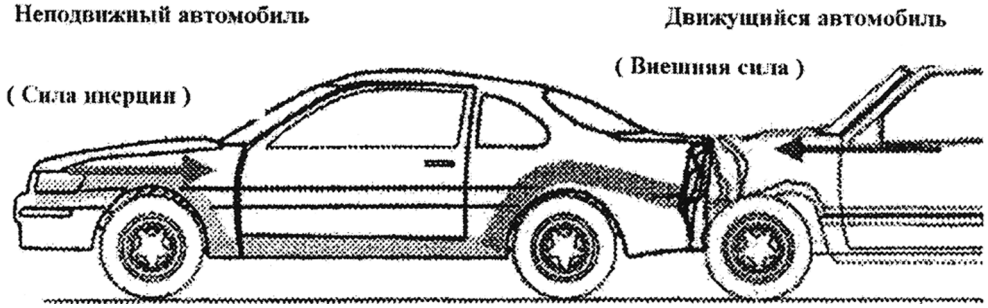


Рис. 3. Схема нагружения кузова при столкновении двух автомобилей

Оценку надежности рамно-кузовных конструкций с временем эксплуатации более 3 лет необходимо производить показателем долговечности с учетом условий эксплуатации, концентрации напряжений, конструктивных и технологических факторов.

Величину усилий в элементах кузова автомобиля в момент аварийного столкновения с препятствием можно определить из условия энергетического баланса, приравняв кинетическую энергию движущегося автомобиля к потенциальной энергии деформированного кузова и его элементов.

Энергетический подход является наиболее предпочтительным в случаях, когда нужно получить только максимальные значения динамических сил и динамических деформаций и не ставится задача определения закона движения автомобиля.

Энергия удара (рис. 3), вызывающая повреждение кузова в момент столкновения автомобиля, зависит от направления удара, точки приложения удара и величины усилия, определяемого замедлением скорости автомобиля. Степень рассеяния энергии удара зависит от углового положения и возможности скольжения автомобиля относительно препятствия или места приложения силы в момент столкновения.

Ориентировочно можно принять, что энергия удара, приводящая к повреждениям кузова, распределяется в следующих соотношениях: 100 % — при лобовом ударе в жесткое и неподвижное препятствие; 90 % — при лобовом столкновении с аналогичным автомобилем; 80 % — в случае центрального бокового удара в аналогичный автомобиль; 60 % — при боковом ударе в переднюю часть автомобиля; 40 % — при боковом нецентральном ударе; 20 % — при ударе сзади аналогичным автомобилем.

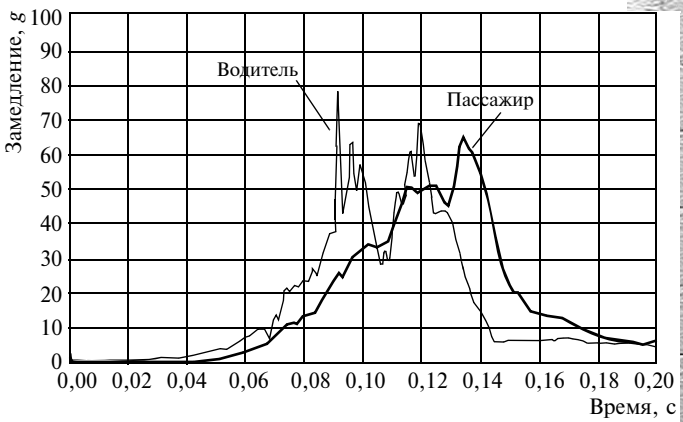


Рис. 4. Диаграмма значений замедлений головы водителя и пассажира при столкновении автомобиля с жесткой преградой

Кинетическая энергия движущегося автомобиля зависит от его массы и скорости и определяется по известной формуле

$$E_к = \frac{mV^2}{2},$$

где $E_к$ — кинетическая энергия движущегося автомобиля; m — масса автомобиля, кг; V — скорость движения автомобиля, м/с.

Потенциальная энергия деформированного автомобиля зависит от усилий, возникающих при столкновении о преграду, и величины деформаций элементов кузова и определяется по формуле

$$E_п = NL,$$

где $E_п$ — потенциальная энергия деформированного автомобиля; N — сила, возникающая при столкновении автомобиля о преграду, Н; L — величина деформаций элементов кузова, м.

При $E_к = E_п$ имеем $N = V\sqrt{\frac{m}{2L}}$.

Величина кинетической энергии автомобиля в момент удара уменьшается за очень короткое время и на небольшом расстоянии. Это вызывает возникновение очень больших

Таблица 4

Нагрузки и деформации элементов кузова легкового автомобиля при различных скоростях движения

Скорость, км/ч	Столкновение с жесткой преградой		Столкновение с аналогичным автомобилем	
	Сила, кН	Деформация, мм	Сила, кН	Деформация, мм
30	140,5	290	110,7	320
40	182,5	380	145	430
50	230	470	177	550
60	265	570	203	670
70	323	660	234	820
80	364	760	260	960
90	414	850	296	1070
100	457	940	321	1200

замедлений (рис. 4), усилий, и, как следствие, остаточную деформацию кузова. Так, при лобовом столкновении легкового автомобиля ВАЗ-21214 массой $m = 1397$ кг с жесткой преградой (см. рис. 2, а), движущегося со скоростью $V = 56{,}3$ км/ч, имеем деформацию кузова автомобиля, приблизительно равную $L = 0{,}5$ м. В табл. 4 приведены значения сил и деформаций кузова автомобиля массой 1 т при лобовом ударе на различных скоростях в разные дорожные препятствия.

Для автобусов и грузовых автомобилей усилия при лобовых ударах могут увеличиваться в десятки раз по сравнению с указанными в табл. 4 данными.

При испытаниях автомобилей на столкновения от ударного воздействия преследуют две цели: при столкновении автомобиля на большой скорости с преградой, пристегнутый ремнями безопасности пассажир в салоне кузова должен быть максимально защищен, т. е. в качестве основной цели в данном случае является критерий безопасности пассажиров; при ударе автомобиля на малой скорости основной целью является минимизация расходов на восстановление поврежденного автомобиля, так как безопасности пассажиров ничего не угрожает.

В основе решения задачи определения видов и объемов ремонтных воздействий на деформированных элементах кузовов и кабин лежит метод расчета на прочность по напряжениям. Анализом деформированного состояния элементов кузова определяется место, где возникают наибольшие напряжения. Найденная величина напряжений сопоставляется с предельной величиной для данного материала. Из сопоставления расчетных напряжений и предельных значений напряжений делается заключение о прочности элемента кузова и его ремонтных воздействиях.

Глубина повреждений, а следовательно, и напряжения в деформированном элементе кузова будут различны для автомобилей одинаковой массы и имеющих одинаковую скорость движения в зависимости от объекта столкновения, например, стены или столба, т. е.

$$\sigma = N/F,$$

где σ — сила удара, приходящаяся на единицу площади поверхности кузова (механическое напряжение); N — сила удара, возникшая от столкновения автомобиля с препятствием, Н; F — площадь поверхности распространения силы, м^2.

Если удар приходится на большую площадь поверхности соприкосновения автомобиля с препятствием, то тяжесть повреждения будет минимальна, если же площадь поверхности соприкосновения автомобиля с препятствием меньше, то тяжесть повреждения будет большей.

При значительных повреждениях легкового автомобиля в результате столкновения возникают деформации и концентрации напряжений в следующих местах кузова:

— деформация элементов кузова в непосредственном месте его контакта с препятствием (первичные повреждения);

— повреждения автомобиля, вызываемые инерцией предметов или людей, находящихся внутри багажника или в салоне кузова (вторичные или инерционные повреждения);

— деформации элементов кузова, приводящие к изменению его геометрической формы и являющиеся следствием распространения энергии удара по пространственной конструкции (повреждения от волнового эффекта);

— повреждения, вызываемые концентрацией сжимающих или растягивающих напряжений в элементах конструкции кузова в результате первичного повреждения или повреждений от волнового эффекта.

В соответствии с диаграммой, характеризующей механические свойства углеродистой стали (рис. 5), величины деформаций ε, имеющие прямую пропорциональность с напряжениями σ, соответствуют пределу пропорциональности $\sigma_п$. Деформации элементов кузова, определяемые напряжениями менее предела упругости $\sigma_у$, соответствуют дефектам поверхности (наружные поверхности кузова без деформаций ребер жесткости),

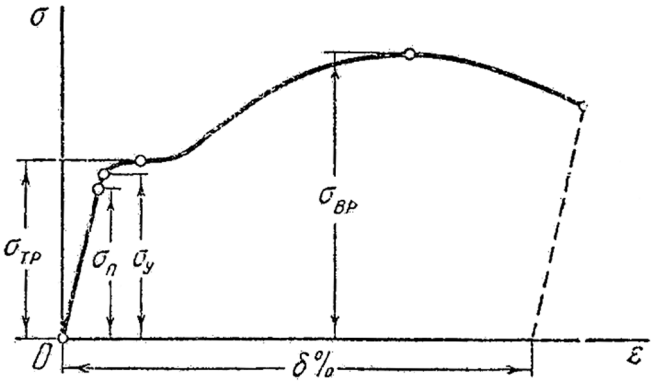


Рис. 5. Диаграмма зависимости напряжений σ от деформаций ε углеродистой стали

которые устраняются путем приложения нагрузки в противоположном направлении деформации без применения рихтовочного инструмента.

Напряжения, близкие к пределу текучести при растяжении $\sigma_{тр}$ (рис. 5) материала, вызывают деформации панелей кузова, устраняемые осадкой, вытяжкой металла методами

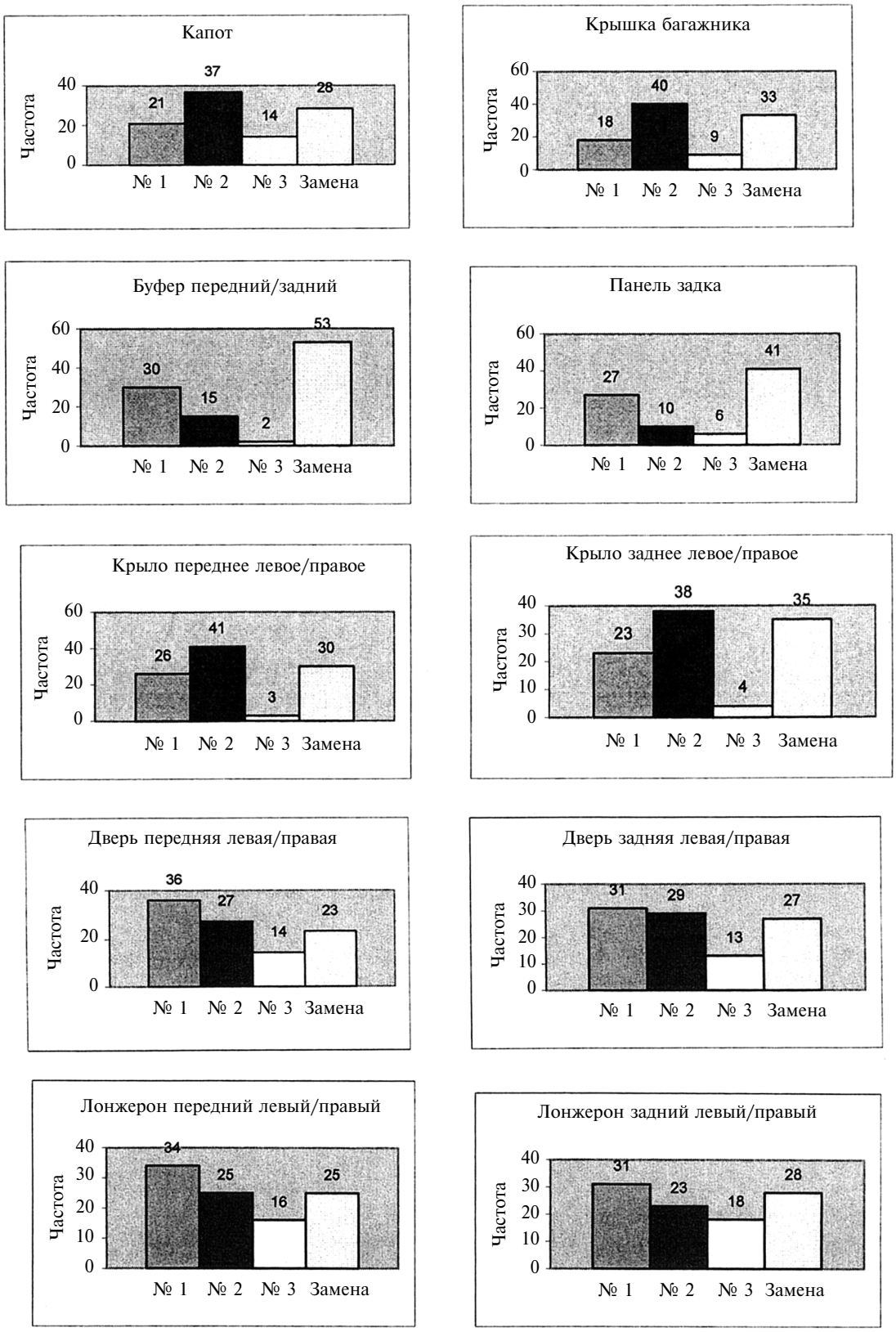


Рис. 6. Частота выполнения различных видов ремонта на элементах кузова

Таблица 5

Частота (%) выполнения различных видов ремонта на элементах кузова, наиболее часто повреждаемых при аварийных столкновениях

Наименование детали	Номер ремонта			Замена
	1	2	3	
Капот	21	37	14	28
Крышка багажника	18	40	9	33
Буфер передний/задний	30	15	2	53
Крыло переднее левое/правое	26	41	3	30
Крыло заднее левое/правое	23	38	4	35
Дверь передняя левая/правая	36	27	14	23
Дверь задняя левая/правая	31	29	13	27
Панель задка	27	10	6	41
Лонжерон передний левый/правый	34	25	16	25
Лонжерон задний левый/правый	31	23	18	28

ручной правки и рихтовки. Для пластичных кузовных материалов за предел текучести принимается условная величина напряжения, при котором остаточная деформация δ составляет 0,2 %.

Возникающие фактические напряжения в элементах кузова более предела прочности на растяжение $\sigma_{вр}$ (рис. 5) материала приводят к появлению трещин, разрывов и т. п. Такие дефекты могут быть устранены только сваркой или данный элемент кузова следует заменить новым.

Нарушение целостности пластичных материалов характеризует относительное удлинение после разрыва δ (рис. 5), которое представляет собой величину средней остаточной деформации, образуемой к моменту разрыва на определенной длине. При таких дефектах панелей кузова их, как правило, заменяют новыми.

Аварийные повреждения кузова можно разделить на 3 категории: очень сильные повреждения, исключающие восстановление кузова; сильные повреждения, при которых большая часть деталей требует замены или сложного ремонта; менее значительные повреждения, такие как пробоины, разрывы на лицевых панелях, вмятины, царапины, которые были получены при ударе на низких скоростях движения. Эти повреждения не представляют опасности для движения, но внешний вид кузова не отвечает эстетическим требованиям.

Проведенный статистический анализ аварий легковых автомобилей в г. Москва показал следующее соотношение числа деформаций элементов кузовов при различных типах столкновений по основным областям полученных ударов (%):

передней части автомобиля 11,1;
переднего правого крыла 12;
передней правой двери 7,3;
задней правой двери 9;
заднего правого крыла 15;
задней части автомобиля 11;
заднего левого крыла 11,1;
задней левой двери 5,5;
передней левой двери 7;
переднего левого крыла 12.

В зависимости от степени повреждения, деформации и коррозионного разрушения существует 6 видов ремонта кузовов:

ремонт № 1 — выправление повреждений с площадью поверхности до 20 % в легкодоступных местах;

ремонт № 2 — выправление повреждений со сваркой или ремонт № 1 на площади поверхности, деформированной до 50 %;

ремонт № 3 — выправление повреждений со вскрытием и сваркой, частичным восстановлением до 30 % площади поверхности. Частичное восстановление деталей производят путем устранения повреждений вытяжкой и правкой с усадкой металла, вырезкой участков, не подлежащих ремонту, изготовлением ремонтных вставок из выбракованных деталей кузова или листового металла с приданием ему формы восстанавливаемой детали;

ремонт № 4 — устранение повреждений частичным восстановлением деталей на площади поверхности свыше 30 %;

ремонт № 5 — замена поврежденной части детали кузова ремонтной вставкой из номенклатуры запасных частей;

ремонт № 6 — крупноблочный ремонт, предусматривающий замену поврежденных частей кузова блоками деталей от выбракованных кузовов с разметкой, отрезкой, подгонкой, вытяжкой, рихтовкой, сваркой последних.

В зависимости от степени повреждения, деформации и коррозионного разрушения объем ремонтных воздействий на кузовах и их элементах меняется. В табл. 5 и рис. 6 представлены частота выполнения различных видов ремонта на основных элементах кузова, наиболее часто повреждаемых при аварийных столкновениях.

(Продолжение следует)

Краевой эффект остаточных напряжений

М. Ф. Бабурченков,
канд. техн. наук

Исследуется затухание остаточных напряжений в цилиндрических деталях в области торца для различных технологических видов обработки. Анализ базируется на решении задачи теории упругости о напряженном состоянии цилиндра конечной длины при точном удовлетворении граничных условий. Решение основано на применении бигармонической функции в форме рядов Дини.
Показано, что глубина краевого эффекта не превышает радиуса от торцевой поверхности. Результаты анализа могут быть использованы для обоснованного выбора конструктивных элементов типа концов вала, длин прокатных валков, осей, заготовок и образцов для испытаний.

Ключевые слова: *остаточные напряжения, цилиндр, краевой эффект.*

Постановка задачи. При оценке несущей способности конструктивных элементов обычно исходят из гипотезы естественного ненапряженного состояния детали при отсутствии внешней нагрузки. Однако в процессе производства в результате упругопластического деформирования, термообработки в детали возникают внутренние (остаточные) напряжения, влияющие на прочность и выносливость детали. В целом ряде видов обработки, например при точении, причина формирования остаточных напряжений в цилиндрической детали одинакова во всех ее поперечных сечениях и не зависит от угловой координаты. Вследствие этого поле остаточных напряжений в произвольно выбранном сечении длинной детали будет изменяться только по радиусу *r*, как показано для компоненты Z_z^0 (рис. 1) — осевого остаточного напряжения, действующего на площадке, нормаль к которой параллельна оси *z*. Однако остаточные напряжения изменяются также и по координате *z* в области торцов, так как последние свободны от нагрузки.

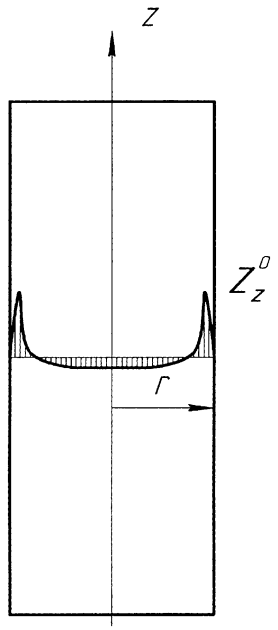
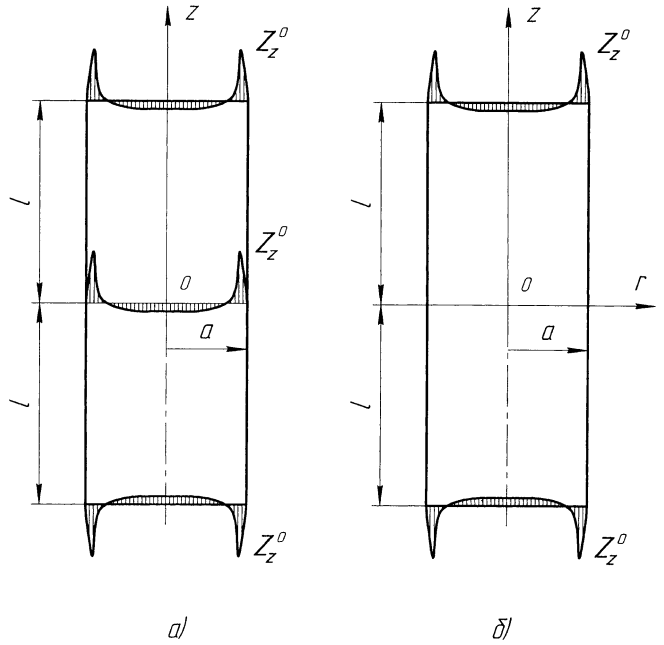


Рис. 1. Цилиндрическая деталь:
Z_z^0 — осевое остаточное напряжение в поперечном сечении

Согласно принципу Сен-Венана (Barre de Saint Venant, 1797—1886; France) протяженность этой области сопоставима с диаметром цилиндра. Такой интегральной оценки недостаточно при решении практических задач, в которых с целью формирования минимальных внутренних напряжений необходимо обеспечить оптимальное расстояние между торцами с учетом взаимного влияния областей краевого эффекта [2]. Противоположный пример — при выборе длины цилиндрического образца для исследования остаточных напряжений следует исключить влияние областей с затухающими внутренними напряжениями.

Рассмотрим два случая нагружения цилиндров (рис. 2) конечной длины 2*l*, радиуса *a*. В первом случае (рис. 2, *а*) во всех поперечных сечениях действуют усилия, изменяющиеся по закону самоуравновешенных остаточных напряжений Z_z^0, включая торцы цилиндра. Во втором (рис. 2, *б*) те же усилия Z_z^0 приложены только к торцам цилиндра. Очевидно, что поле остаточных напряжений в произвольной точке



#Рис. 2. Нагружение цилиндрических деталей:

а — напряжениями Z_z^0 во всех сечениях, нормальных оси *z*; *б* — напряжениями Z_z^0 по торцам детали

цилиндра будет определяться, как разность соответствующих компонент напряжений для первого и второго случаев.

Итак, для исследования затуханий остаточных напряжений необходимо решить краевую задачу теории упругости для цилиндра, нагруженного по торцам нормальными сомоуравновешенными усилиями (рис. 2, *б*). При этом следует иметь в виду, что оценка затухания напряжений может быть найдена для строго поставленной задачи. Идеализированная расчетная модель и нарушение условий неразрывности (совместности) деформаций могут оказать влияние на достоверность результатов [3]. В своих исследованиях Сен-Венан придавал большое значение условиям совместности деформаций в механике *сплошных сред*. Из условий совместности [4], выраженных в напряжениях, следует, что в *сплошном теле* компоненты напряжений являются дважды дифференцируемыми функциями, т. е. они непрерывны вместе с первой производной. Это условие гладких функций также распространяется и на компоненту Z_z^0 при выборе ее в качестве внешней нагрузки $Z(r) = Z_z^0$ рассматриваемой задачи. В противном случае нарушается исходная гипотеза сплошности деформированного тела.

Напряженно-деформированное состояние цилиндра. Краевая задача теории упругости считается корректной, если компоненты напряжений в изотропном теле удовлетворяют уравнениям равновесия, уравнениям совместности и граничным условиям [4]. В совокупности указанные условия для односвязного тела обеспечивают однозначность решения. Пусть ось *z* цилиндрической системы координат совпадает с осью симметрии цилиндра, а начало координат 0 со срединной плоскостью (рис. 2, б).

Разрешающую бигармоническую функцию напряжений с учетом симметрии принимаем в виде

$$\Psi = \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \mathrm{sh}\mu_k z + D_k \mu_k z \mathrm{ch}\mu_k z) J_0(\mu_k r) +$$

$$+ \sum_{k=1}^{\infty} [E_k I_0(\lambda_k r) + G_k \lambda_k r I_1(\lambda_k r)] \sin\lambda_k z,$$

где A_k, D_k, E_k, G_k — неизвестные коэффициенты; $\mathrm{sh}\mu_k z$, $\mathrm{ch}\mu_k z$ — гиперболические синус и косинус аргумента $\mu_k z$; μ_k — корни уравнения $J_1(r) = 0$; $\lambda_k = \pi_k / l$ — функция целочисленного аргумента $k = 1, 2, 3, ...$; J_0, J_1 — функции Бесселя первого рода нулевого и первого порядков; I_0, I_1 — модифицированные функции Бесселя первого рода соответственно нулевого и первого порядков [5].

Указанный выше ряд в общей форме использовался ранее Б. Л. Абрамяном и Г. М. Валовым [6]. Ими была дана библиография более ранних решений.

Компоненты напряжений определяются соотношениями [4]

$$B_\beta = \frac{\partial}{\partial z}\left(\sigma\nabla^2 - \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\right)\Psi;\ R_r = \frac{\partial}{\partial z}\left(\sigma\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial r^2}\right)\Psi;$$

$$R_z = Z_r \frac{\partial}{\partial r}\left((1-\sigma)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)\Psi;$$

$$Z_z = \frac{\partial}{\partial r}\left((2-\sigma)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)\Psi,$$

где σ — коэффициент Пуассона; $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ — оператор Лапласа.

Здесь нормальные напряжения: B_β — окружное, R_r — радиальное, Z_z — осевое; касательные напряжения R_z и Z_r, действующие в радиальном и осевом направлениях на площадках с нормалью соответственно в направлении оси z и радиуса *r*.

Указанные напряжения удовлетворяют уравнениям равновесия и уравнениям совместности деформаций при произвольных значениях коэффициентов A_k, D_k, E_k, G_k, которые определяются из условий внешнего нагружения цилиндра (рис. 2, б). При этом вследствие

симметрии достаточно рассмотреть полуцилиндр.

Граничные условия задачи:

$$Z_z(r, l) = Z(r),\ R_z(r, l) = 0 \quad (0 \leqslant r \leqslant a);$$

$$R_r(a, z) = 0,\ Z_r(a, z) = 0 \quad (0 \leqslant z \leqslant l).$$

В качестве дополнения отметим, что для сплошного цилиндра напряжения также должны удовлетворять двум условиям:

$$R_z|_{r=0} = 0, \quad (R_r - B_\beta)|_{r=0} = 0.$$

Этот факт вытекает из уравнений равновесия и соотношений для напряжений. В связи с тем, что не существует прямых методов точного решения данной задачи, будем для удовлетворения указанных граничных условий пользоваться методом суперпозиции двух решений.

Первое решение. Удовлетворяя граничным условиям только по торцам, нагруженным нормальными усилиями $f(r)$, при $E_k = G_k = 0$ в функции напряжений, получим значения коэффициентов

$$A_k = (1 - 2\sigma - \mu_k l \operatorname{th}\mu_k l)D_k - a_k/\mu_k^3 \operatorname{ch}\mu_k l;$$

$$D_k = \frac{a_k}{\mu_k^3}\frac{2\operatorname{sh}\mu_k}{\operatorname{sh}2\mu_k l + 2\mu_k l},$$

где a_k — коэффициенты ряда Дини [5] — разложения в ряд по функциям Бесселя $J_0(\mu_k r)$ некоторой граничной самоуравновешенной функции $f(r)$, т. е. отвечающей условию

$$\int_0^a rf(r)dr = 0.$$

Второе решение. Пусть в функции напряжений $A_k = D_k = 0$. Удовлетворяя условиям только по боковой поверхности, нагруженной нормальными усилиями $\varphi(z)$, получим коэффициенты

$$E_k = c_k[2(1 - \sigma)I_1(\lambda_k a) + \lambda_k a I_0(\lambda_k a)]/\lambda_k^4 a\Delta_k;$$

$$G_k = -c_k I_1(\lambda_k a)/\lambda_k^4 a\Delta_k;$$

$$\Delta_k = I_1^2(\lambda_k a) - I_0^2(\lambda_k a) + 2(1-\sigma)I_1^2(\lambda_k a)/(\lambda_k a)^2,$$

где c_k — коэффициенты Фурье четной функции $\varphi(z)$, самоуравновешенной на отрезке $[0, l]$.

Общее решение принимаем в виде суммы двух указанных выше. При этом граничные условия удовлетворяются точно для касательных напряжений как по торцам $R_z(r, l) = 0$, так и по боковой поверхности $Z_r(a, z) = 0$ при любых значениях a_k и c_k.

Для дальнейшего решения линейные размеры отнесем к радиусу a цилиндра. При этом радиус a будет равен 1.

Удовлетворяя граничным условиям для нормальных напряжений по торцу $Z_z(r, l) = Z(r)$, затем по боковой поверхности $R_r(a, z) = 0$ и сравнивая коэффициенты соответствующих разложений, получим совокупность двух бесконечных систем уравнений [7]

$$X_n + \sum_{k=1}^{\infty} c_{nk}Y_k = d_n \ (n = 1, 2, 3, ...);$$

$$Y_n + \sum_{k=1}^{\infty} b_{nk}X_k = 0,$$

где X_k, Y_k — неизвестные величины; d_n — свободные члены, представляющие собой коэффициенты разложения в ряд Дини граничной функции $Z(r)$; b_{nk}, c_{nk} — коэффициенты;

$$b_{nk} = \\ = 8(-1)^n \frac{\mu_k\lambda_n^2}{\left(\mu_k^2 + \lambda_n^2\right)^2 l}\frac{\operatorname{sh}^2\mu_k l}{(\operatorname{sh}2\mu_k l + 2\mu_k l)}J_0(\mu_k);$$

$$c_{nk} = 4(-1)^{k+1}\mu_n^2 I_I^2(\lambda_k)/\Delta_k\left(\mu_n^2 + \lambda_k^2\right)^2 J_0(\mu_n).$$

Можно доказать, что совокупность бесконечных систем имеет решение и притом единственное при условии ограниченности сверху ее свободных членов. Следовательно, неизвестные величины X_k, Y_k можно определить решением конечной системы, ограничив параметры $n = k = N$ (N — конечное число). При этом подстановкой совокупность сводится к одной конечной системе N линейных алгебраических уравнений с N неизвестными X_j

$$X_n + \sum_{j=1}^{N} a_{nj}X_j = d_n \ (n = 1, 2, 3, ..., N);$$

где $a_{nj} = \sum_{k=1}^{N} b_{kj}c_{nk}$ — коэффициенты при неизвестных величинах X_j.

Моделирование поля остаточных напряжений. В зависимости от распределения нагрузки по радиусу (рис. 3) определим в безразмерной форме нормальные самоуравновешенные усилия $Z(r)$ в виде активных усилий $Z_2(r)$ и реактивных $Z_1(r)$, т. е.

$$Z(r) = \begin{cases} Z_1(r) & 0 \leqslant r \leqslant t \\ Z_2(r) & t \leqslant r \leqslant 1, \end{cases}$$

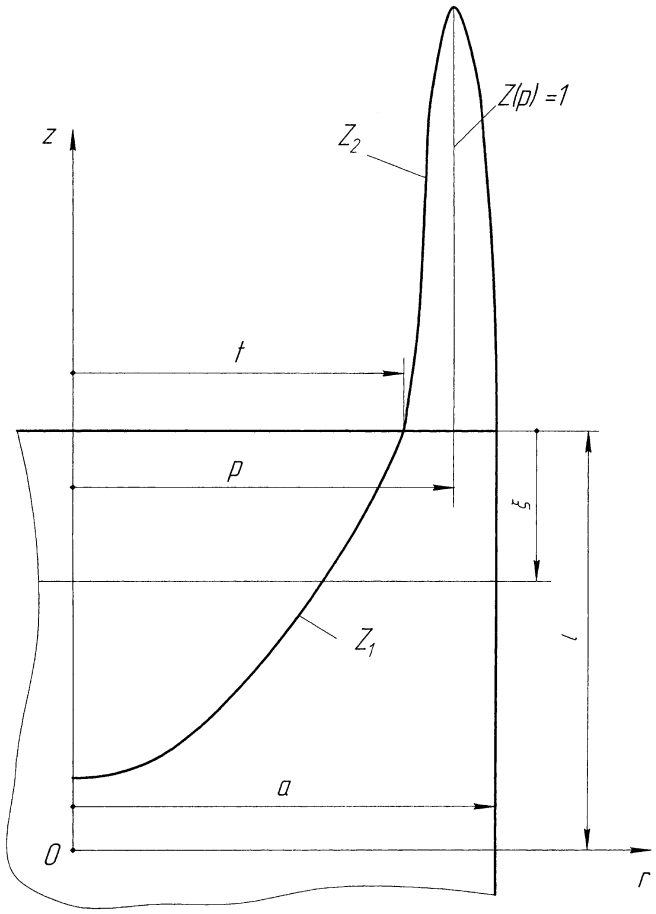


Рис. 3. Функция внешней нагрузки *Z*(*r*):

Z_1 — реактивная составляющая; Z_2 — активная составляющая

где $Z_2(r) = b_0 + b_1r^2 + b_2r^4$; $Z_1(r) = b_3 + b_4r^2$; $b_0, ..., b_4$ — неизвестные коэффициенты; $t = (2p^2 - 1)^{1/2}$ — корень функции $Z(r)$; p — параметр распределения активных усилий.

Здесь и далее распределенные усилия Z и напряжения Z_z и Z_z^0 отнесены к максимальным значениям их активной составляющей. Функция $Z_2(r)$ активных усилий имеет максимальное значение $Z_2(r) = 1$ при $r = p$ и нулевое при $r = 1$, $r = t$. Этим условиям соответствуют значения коэффициентов

$$b_0 = (1 - 2p^2)/\delta;\ b_1 = 2p^2/\delta;\ b_2 = -1/\delta;\ \delta = (p^2 - 1)^2.$$

Коэффициенты функции $Z_1(r)$ реактивных усилий определим, следуя принятому выше свойству самоуравновешенности нагрузки

$$\int_0^1 rZ(r)dr = 0,$$

а также непрерывности функции $Z(r)$ при $r = t$, т. е. $Z_1(t) = Z_2(t) = 0$. Отсюда значения коэффициентов

$$b_3 = -b_4t^2,\ b_4 = 2[b_0(1 - t^2) + \\ + 1/2b_1(1 - t^4) + 1/3b_2(1 - t^6)]/t^4.$$

При таком выборе нагрузки $Z(r)$ характер распределения самоуравновешенных усилий по радиусу зависит только от одного параметра p, соответствующего различным причинам формирования остаточных напряжений (видам технологической обработки). Кроме того, параметр p влияет на эпюры растягивающих и сжимающих усилий, изменяя их площади и интенсивность распределенных усилий.

Численная реализация. Предварительно определяются свободные члены системы d_n, представляющие собой коэффициенты разложения в ряд Дини [5] граничной функции. Для функции $Z(r)$ коэффициенты ряда Дини имеют вид:

$$d_n = \frac{4}{\mu_n^2 J_0^2(\mu_n)}\left\{\left[b_1 + 2b_2\left(1 - 8/\mu_n^2\right)\right]J_0(\mu_n) + \right. \\ + 4b_2(t^3/\mu_n)J_1(\mu_n t) + \\ \left. + t^2\left[b_1 - b_4 + 2b_2\left(t^2 - 8/\mu_n^2\right)\right]J_2(\mu_n t)\right\},$$

где J_2 — функция Бесселя первого рода второго порядка.

Принятая выше ограниченность сверху свободных членов d_n очевидна, так как они имеют порядок $\left(1/\mu_n^2\right)$.

Полученное решение численно реализовано на ЭВМ для компонент R_r, R_z и Z_z в 180 точках. При этом в рядах, дающих решение, удерживалось 40 членов ($k = 1, 2, 3, ..., 40$). Соответственно система линейных алгебраических уравнений ограничивалась 40 уравнениями. После ее решения проверялось выполнение граничных условий для нормальных напряжений R_r и Z_z.

Численные результаты получены при следующих значениях параметров: $a = 1$, $l = 3$, $\sigma = 0{,}33$ для параметра распределения активных усилий $p = 0{,}71$; 0,72; 0,738; 0,75; 0,80; 0,816; 0,90; 0,945. Во всех случаях граничные условия, включая угловую точку ($r = 1$, $z = 3$), выполнялись с погрешностью, не превышающей 3 % по отношению к исходному усилию $Z(p) = 1$.

Поле напряжений. От нагрузки (см. рис. 2, *б*), действующей по торцам цилиндра при параметре распределения активных усилий $p = 0{,}9$ (см. рис. 3), возникают осевые напряжения $Z_z = Z_z(r, z)$, представленные в относительных координатах (рис. 4, *а*), и соответствующие им осевые остаточные напряжения Z_z^0 (рис. 4, *б*) в безразмерной форме. Последние убывают по мере приближения к торцу цилиндра (с увеличением относи-

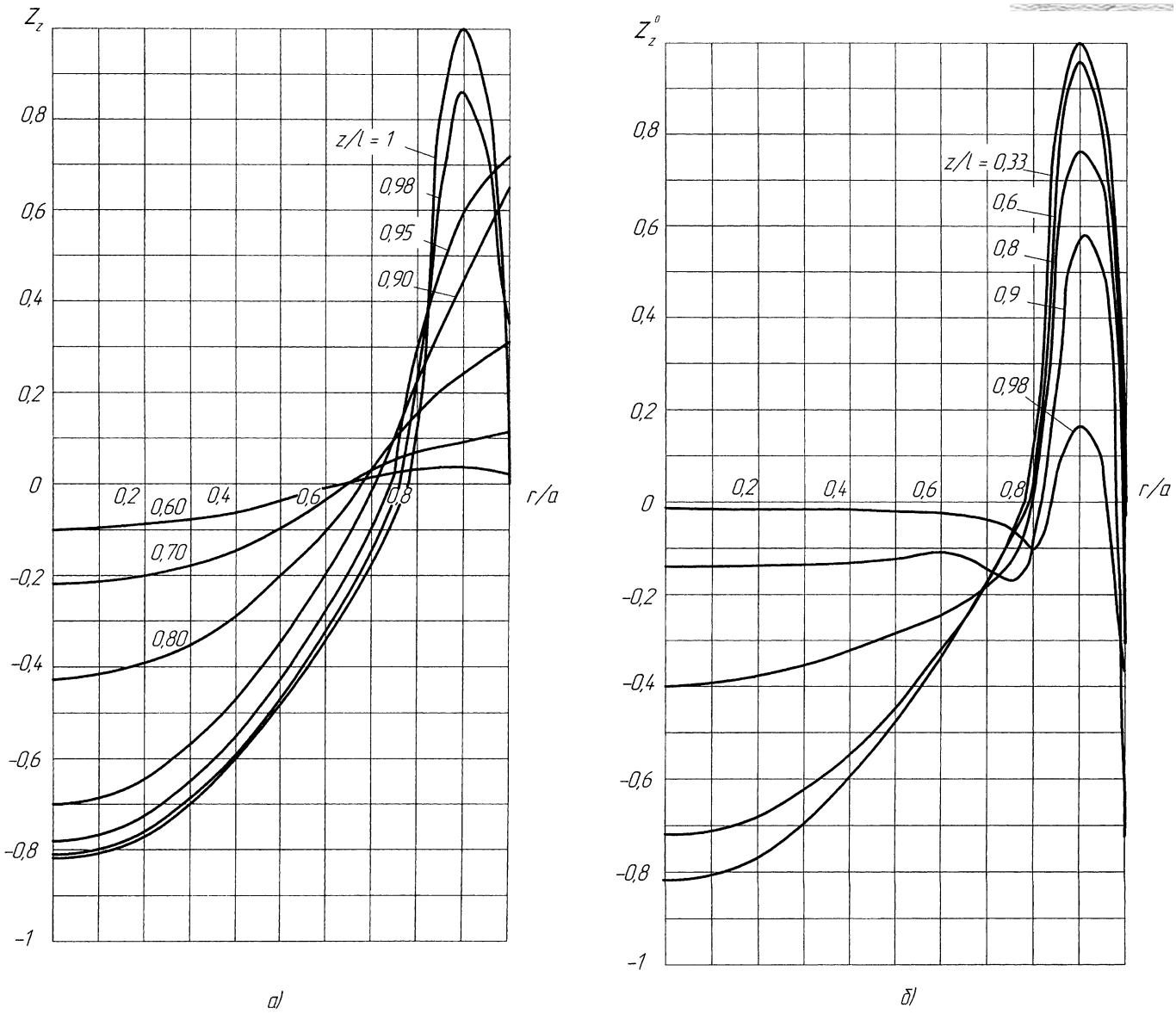


Рис. 4. Зависимость напряжений от радиуса *r*/*a* и координаты *z*/*l*:

а — осевых напряжений Z_z при параметре распределения активных усилий $p = 0{,}9$; *б* — осевых остаточных напряжении Z_z^0 при параметре распределения активных усилий $p = 0{,}9$

тельной координаты z/l). Для оценки характера изменения напряжений по глубине от торца ξ (см. рис. 3) введем относительный размер $\xi/2a$ и рассмотрим изменение наибольшего остаточного напряжения Z_z^0 при $r = 0{,}9$. Результаты вычислений представлены графически на рис. 5, иллюстрирующим экспоненциальную зависимость наибольшего остаточного напряжения Z_z^0 от глубины залегания $\xi/2a$ в области краевого эффекта. Причем наибольшее напряжение Z_z^0 достигает 90 % своего максимального значения $(Z_z^0)_{\max}$ при $\xi/2a = 0{,}45$, т. е. менее радиуса цилиндра $a = 1$.

Отметим, что сходная зависимость напряжений в зоне краевого эффекта получена в решении пространственной задачи о напряженно-деформированном состоянии прямоугольной пластины, подкрепленной вдоль кромок [8]. Однако в рассматриваемом случае поле остаточных напряжений зависит также от параметра распределения активных усилий p. Анализ результатов численной реализации представим в виде зависимости глуби-

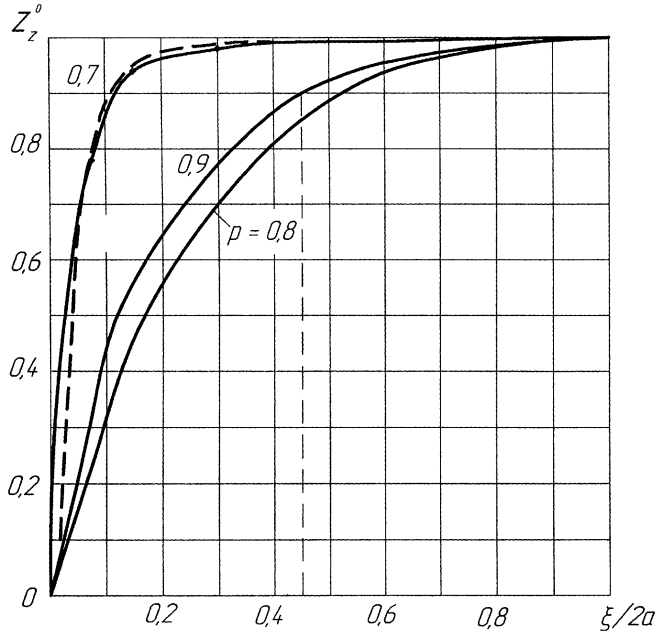


Рис. 5. Изменение наибольших остаточных напряжений Z_z^0 по глубине:

при параметре $p = 0{,}9$ на глубине $\xi/2a = 0{,}45$ напряжения $Z_z^0 = 0{,}9(Z_z^0)_{\max}$

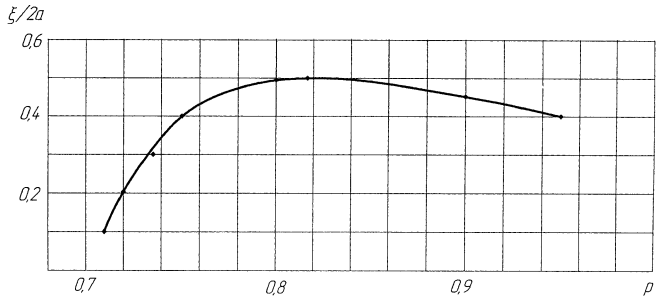


Рис. 6. Зависимость глубины залегания ξ/2a наибольших остаточных напряжений $Z_z^0 = 0{,}9(Z_z^0)_{\max}$ от параметра *p*

ны $\xi/2a$ залегания наибольших остаточных напряжений $Z_z^0 = 0{,}9(Z_z^0)_{\max}$ от параметра p (рис. 6). Экстремальная глубина $(\xi/2a)_{\max} = 0{,}5$ области краевого эффекта достигается при параметре $p = 0{,}816$. Меньшим значениям параметра p соответствует глубина $\xi/2a$ области краевого эффекта для остаточных напряжений, сформированных, например в процессе прокатки круглого профиля или при его объемной закалке, большим — при поверхностной закалке или упрочняющей обработке.

Отличительный признак области краевого эффекта: в поверхностном цилиндрическом слое действуют значительные остаточные напряжения противоположного знака по отношению к невозмущенному полю напряжений вне области затухания (см. рис. 4, *б*). Известно, что растягивающие остаточные напряжения способствует образованию в прокате трещин, которые иногда наблюдаются визуально при отрезке заготовок [1].

На рис. 7 изображены рельефные поверхности при остаточных напряжениях Z_z^0 в поперечных сечениях цилиндра при параметрах распределения $p = 0{,}71$ (рис. 7, *а*) и $p = 0{,}90$ (рис. 7, *б*). Причем нижние сечения в обоих случаях соответствуют наибольшим остаточным напряжениям $Z_z^0 = 0{,}9(Z_z^0)_{\max}$. По величине они отличаются между собой в 150 раз. Значению параметра распределения $p = 0{,}71$ соответствует глубина $\xi/2a = 0{,}1$; при $p = 0{,}90$ глубина $x/2a = 0{,}45$ (рис. 6).

Особые точки. Различают особые точки силового характера и краевого [6]. Оба вида особенностей имеют место в данном решении. В окрестности таких точек оценка напряженно-деформированного состояния связана с некорректной численной реализацией.

В настоящее время (вследствие практической потребности) широкое применение нашли численные методы, например конечно-разностные. Однако по своей сущности они не дают достоверных решений для

Рис. 7. Рельеф поверхностей остаточных напряжений в области краевого эффекта:

а — при параметре распределения $p = 0{,}71$; *б* — при параметре распределения $p = 0{,}90$

особых точек. Численные результаты в окрестности последних можно получить только на основе аналитических решений.

Особые точки силового характера. Они связаны с характером нагружения. Так, при значении параметра $p = 0{,}71$ реактивная составляющая распределенных усилий на площадке радиусом $r/a = 0{,}1$ развивает в ее центре напряжение, которое в 165 раз больше максимального напряжения от активной составляющей. Разница в площадях эпюр усилий объясняется тем, что нагрузка $Z(r)$ является самоуравновешенной на отрезке [0, 1] с весовой функцией r, как указано выше.

Для оценки характера убывания напряжений по оси В. И. Феодосьевым было предложено сравнить полученные результаты с фундаментальным решением задачи Буссинеска (J. Boussinesq, 1842—1929; France) о действии сосредоточенной силы на упругое полупространство. Результаты численного анализа показали удовлетворительное совпадение градиента (скорости) убывания напряжений в цилиндре и в полупространстве по квадратичной гиперболе. В последнем случае остаточные напряжения изменяются по штриховой кривой (см. рис. 5). Она преднамеренно смещена, чтобы показать направления имеющихся отклонений от результатов данного решения.

В точке перегиба $r = t$ функция нагрузки (см. рис. 3) непрерывна, но ее первая производная имеет разрыв, кроме случая $p^2 = 2/3$. Это значение параметра p использовалось для оценки влияния разрыва производной на результаты решения. Численный эксперимент показал, что результаты вычислений отличаются не более чем на 0,5 %.

Особые точки краевого характера. К ним относятся угловые точки цилиндра ($r = a$, $z = l$), в окрестности которых при параметре $p > 0{,}95$ активная составляющая $Z_2(r)$ является почти сосредоточенной нагрузкой. При этом ухудшается сходимость рядов, дающих решение, что не позволяет оценить убывание остаточных напряжений, локализованных в поверхностном слое цилиндрической детали.

Выводы

1. В общем случае глубина области краевого эффекта не превышает радиуса от торца цилиндра.

2. Градиент (скорость) убывания зависит от характера распределения остаточных напряжений по радиусу, т. е. от причины их формирования.

3. В области краевого эффекта в поверхностном цилиндрическом слое формируются значительные остаточные напряжения противоположного знака по отношению к невозмущенному полю напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Остаточные** напряжения [Текст]: сб. ст. под ред. Осгуда В. Р. — М.: ИЛ, 1957. — Пер. кн.: Osgood W. R. Residual stresses in metals and metal construction. — New York: McGraw-Hill, 1954.
2. **Лешковцев, В. Г.** Расчет напряжений в коротком сплошном цилиндре при его закалке [Текст] / В. Г. Лешковцев, А. М. Покровский // Расчеты на прочность. — М.: Машиностроение, 1989. — Вып. 29. — С. 105—111.
3. **Джанилидзе, Г. Ю.** Принцип Сен-Венана и его использование в теории плит и оболочек [Текст] / Г. Ю. Джанидидзе, Я. Г. Пановко // Расчет пространственных конструкций. — М.: Машиностроение, 1950. — Вып. I. — С. 329—342.
4. **Тимошенко, С. П.** Теория упругости [Текст] / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. — М.: Наука, 1975. — Пер. кн.: Timoshenko S. P., Goodier J. N. Theory of Elasticity. — New York: McGraw-Hill, 1970.
5. **Watson, G. N.** A treatise on the theory of Bessel functions [Text] / G. N. Watson. — Cambridge: Cambridge Univ. Press, 1958.
6. **Лурье, А. И.** Теория упругости [Текст] А. И. Лурье. — М.: Наука, 1970. — 940 с.
7. **Канторович, Л. В.** Приближенные методы высшего анализа [Текст] / Л. В. Канторович, В. И. Крылов. — М.-Л.: Физматгиз, 1966.
8. **Бабурченков, М. Ф.** Напряженно-деформированное состояние прямоугольной пластины, подкрепленной вдоль кромок [Текст] / М. Ф. Бабурченков, Н. М. Бородачев // Известия АН СССР. Механика твердого тела. — М.: Наука, 1979. — № 4. — С. 162—169.

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
проф.,
ОАО "КАМАЗ"

Удовлетворенность потребителей продукции и ее оценка

Сформулированы принципы и разработана модель управления удовлетворенностью потребителей. Для измерения удовлетворенности потребителей предлагается применить метод профилей, в котором совокупность показателей группируется по схожим признакам, методом профилей определяются комплексные и интегральные значения измеряемой величины. Приведен пример измерения уровня удовлетворенности потребителей автомобильного завода.

Ключевые слова: *потребитель, удовлетворенность, оценка, показатели, модель управления.*

За последние 20 лет удовлетворенность и достижение постоянства потребителей стали одной из самых быстроразвивающихся областей исследования рынка и интерес к ней продолжает расти. Сегодня организации вкладывают большие средства в программы, цель которых — удержание потребителей, так как от этого зависят сохранение и увеличение прибыли компании. Для успешной деятельности и развития организации необходимо точно представлять потребности клиента и степень его удовлетворенности. Стандарт ISO 9004:2000 системы менеджмента качества предписывает проведение обязательного мониторинга удовлетворенности собственных потребителей (клиентов, заказчиков, покупателей).

Методически совершенная система оценки удовлетворенности потребителей (УП) является эффективным инструментом прогнозирования и повышения конкурентной позиции бизнеса. Измерение УП предоставляет предприятию информацию, необходимую для достижения максимального экономического эффекта от наличия удовлетворенных и лояльных потребителей. Измерение УП позволяет:

1) определить запросы потребителей и относительную важность этих запросов;

2) понять, как потребители воспринимают вашу продукцию и организацию в целом соответствует ли деятельность вашей организации их запросам;

3) определить те области, в которых улучшение характеристик даст наибольшее увеличение удовлетворенности потребителя; 4) выявить области, в которых персонал производителя неадекватно установил приоритеты потребителя;

5) установить цели улучшения товаров и услуг и контролировать процесс этого улучшения;

6) увеличить прибыль за счет повышения лояльности потребителя и его сохранения.

Практика успешно работающих на рынке компаний показала, что обеспечение УП сегодня приносит большие дивиденды в будущем. Так, специалисты IBM установили, что рост коэффициента удовлетворенности их потребителей на 1 % приносит 500 млн долл. от дополнительных продаж в течение следующих пяти лет. Крупнейший в мире автоконцерн "Тойота" выявил значительные различия финансовой деятельности между лучшими и худ-

Таблица 1

Показатели финансовой деятельности лучших и худших дилеров по удовлетворенности потребителей

Показатель	Лучшие дилеры	Худшие дилеры	Разность	Комментарии
1. Чистая прибыль, долл.	102 158	69 693	32 465	Лучше на 47 %
2. Чистая прибыль, % от объема продаж	1,61	0,89	0,72	Лучше на 81 %
3. Чистая прибыль в расчете на одного сотрудника, долл.	1760	1056	705	Лучше на 67 %
4. Расходы на продажу одного нового автомобиля, % от полного объема продаж новых автомобилей	4,72	5,09	0,37	Лучше на 7,3 %
5. Чистая прибыль, % от валовой прибыли	12,12	6,97	5,15	Лучше на 74 %
6. Текучесть кадров среди продавцов, %	23,6	41,2	17,6	Лучше на 43 %
7. Расходы на рекламу, долл.	79 032	112 358	33 826	Ниже на 30 %

шими дилерами по 7-му критерию (табл. 1) [1]. Установлено, что у дилеров, наиболее преуспевших в удовлетворении потребителей, показатели финансовой деятельности существенно выше, чем дилеров, работающих недостаточно на имидж компании.

Удовлетворенные потребители со всех позиций выгодны компании, так как, во-первых, очень высока вероятность того, что они станут постоянными клиентами и способствуют экономии средств на привлечение новых покупателей, во-вторых, они готовы оплачивать некоторую наценку, ибо они уже убедились в качестве продукции, предоставляемой данной компанией, в-третьих, они будут рекомендовать своим знакомым купить вашу продукцию. Новые потребители, приобретенные в результате таких рекомендаций, очень выгодны, поскольку вы не тратите средств на их приобретение, и они обычно становятся "хорошими" потребителями, поскольку уже существующие хорошие потребители, как правило, рекомендуют подобных себе людей. На здании Гарвардской школы бизнеса вычеканена фраза: "три R" — сохранение потребителя (*retention*), связанные продажи (*related sales*) и рекомендованные потребители (*refer-rals*), подчеркивающая важность сохранения потребителей.

В среднем компании прежде всего из-за несовершенства системы удовлетворения потребителей ежегодно теряют от 10 до 30 % своих потребителей [2]. По данным Дж. Кампанеллы [3] один разочарованный покупатель может поведать о возникших у него проблемах в среднем еще 35 потенциальным клиентам компании, и этот вторичный эффект способен разрушительно повлиять на будущие объемы продаж. Правда, Ф. Котлер [8] приводит более скромную цифру — 11. Но и это немало, ведь каждый из 11 недовольных покупателей расскажет об этом своим знакомым. В результате количество потенциальных клиентов, получивших отрицательную информацию о компании, возрастет по экспоненте. Недовольный клиент наносит компании урон гораздо больше тех денег, которые он не потратит на ее товар.

В настоящее время многие отечественные компании в том или ином аспекте декларируют, что их цель — максимально удовлетворить потребителя. Это изречение по сути ничего не значит, так как в конкурентной экономике нет ни одной компании, стремящейся удовлетворить своих потребителей в наименьшей степени. Для повышения конкурентоспособности своих товаров, результатов деятельности, сохранения клиентов, достижения их лояльности предприятиям прежде всего необходимо наладить систему оценки УП. По данным Американского общества потребителей, удержать старого потребителя в 5 раз дешевле,

Рис. 1. Доля производителей легковых автомобилей на рынке России

чем приобрести нового. Несмотря на явные выгоды от удовлетворения потребителей, исследования в данной области ведутся недостаточно. Пример тому, отсутствие общепринятой объективной методики оценки УП, управления ее уровнем, и как результат большое количество недовольных потребителей. Многие покупатели недовольны качеством отдельных отечественных товаров, а производители продолжают их выпускать без существенного улучшения качества в течение длительного периода. Изучение индекса УП показывает, что 25 % покупателей не удовлетворены или остаются недовольны приобретенными товарами или услугами. Хуже того, 95 % таких покупателей предпочитают не жаловаться либо потому что не знают куда, либо не хотят зря тратить силы [8].

Яркий пример влияния УП на рыночные позиции производителя — отечественное автомобилестроение. Недовольство потребителей качеством выпускаемых автомобилей российскими производителями привело к уменьшению доли их рынка с 68,2 % в 2004 г. до 22,6 % в 2009 г. (I квартал), тогда как доля импортных автомобилей возросла с 21,9 % до 51,2 % (рис. 1). Картина могла бы быть еще печальнее для российских производителей, но "таможенный зонтик", ценовое преимущество и постоянная финансовая поддержка государства пока спасают отечественный автопром от полного краха. Основная причина бедственного положения автозаводов — низкий уровень менеджмента. За последние 3—5 лет до начала экономического кризиса осенью 2008 г. финансовое положение автозаводов было неплохим, были возможности поднять уровень качества выпускаемой продукции, обновить модельный ряд, полнее учитывать требования потребителей. К сожалению, существенного улучшения качества продукции за это время не произошло, отставание по техническому уров-

ню от иномарок не было преодолено, сервис автомобилей существенно не улучшился, желания потребителей не были услышаны. В итоге все больше и больше потребителей предпочтение отдавали иномаркам. Игнорирование требований потребителей всегда заканчивается одинаково — крахом бизнеса.

При возникновении проблем с УП предприятия, как правило, разрабатывают свои методики ее измерения. Из-за несовершенства методики измерения УП иногда делаются неадекватные ситуации выводы. К сожалению, у многих производителей управление УП начинается и завершается измерением его уровня, так как проведение данной процедуры требует система менеджмента качества. А ведь результаты оценки должны быть началом кропотливой работы над улучшением всех аспектов деятельности предприятия, прежде всего, тех, по которым клиенты выразили недовольство. По результатам мониторинга преуспевающие предприятия не только устраняют проблемные области своей деятельности, но и предпринимают меры по предвосхищению запросов потребителей. А много ли таких производителей? К сожалению, редко встречаются товары с "волнующим качеством", т. е. когда клиент обнаруживает у товара абсолютно неожиданные полезные свойства или характеристики, которые однозначно приводят к глубокой удовлетворенности покупателя. Например, мотоблок "Нева-2М" расходует в среднем 0,3 л бензина на обработку участка 10 соток. Чрезвычайная топливная экономичность при высокой надежности вызывает глубокую удовлетворенность потребителей данным мотоблоком.

Цель статьи — совершенствование методики оценки и управления уровнем УП.

УП обусловлена с восприятием товара (услуги) конкретным потребителем и степенью соответствия реального товара его ожиданиям. Она как красота, один и тот же объект одним может понравиться, другим – нет. Каждый потребитель в силу индивидуальных различий к объекту предъявляет свои требования, а у объекта свойства одни и те же для всех, отсюда и разногласия в результатах оценки. С учетом данного обстоятельства под УП будем подразумевать индивидуальную оценочную категорию, формирующуюся в результате сравнения в конкретный момент времени комплекса показателей реального "расширенного" товара (услуги) с ожиданиями потребителей. "Расширенный" товар включает в себя как сущность товара (I уровень) и всего того, что с ним связано (II уровень). Например, для автомобиля сущность товара — это комплекс его технико-экономических показателей, реализованных в нем, а II уровень — качество и развитость сервиса, реклама, доступность и цена запасных частей, срок поставки после заказа, скидки, лизинг, предоставление другого автомобиля в период ремонта и др.

Категория УП изучается с целью управления ее уровнем, т. е. обеспечения, чтобы как можно у большего числа покупателей ожидания совпали, а еще лучше "перекрывались" характеристиками товара (услуги), т. е. вызывали восторг. Для эффективного управления уровнем УП необходимо ясно представить механизм формирования и факторы, влияющие на УП, зная уровень которой, во-первых, можно будет разработать объективную методику ее измерения, во-вторых, принимать обоснованные шаги по улучшению характеристик товара и воздействия на потребителя. На восприятие товара (рис. 2), на основе чего формируется УП, влияет множество как внутренних (личностных), так и внешних факторов, разные сочетания которых и приводят к неоднозначной оценке одного и того же товара разными покупателями. В этом и кроется суть расширения индивидуализации производства товаров (услуг), даже товаров массового спроса (например автомобили, дома, сотовые телефоны, обувь и др.)

Успешные на рынке предприятия управление УП ведут на системной основе. В частности, у них имеется программа повышения УП, налажена система периодического ее измерения; исследуется большое число потребителей (более 200); проводятся как количественные, так и качественные исследования; применяются совершенные методы измерения; работа ведется под постоянным контролем высшего руководства; о результатах оценки информируется коллектив; налажена обратная связь с потребителями; входят в контакт с неудовлетворенным клиентом; никогда ни в чем не обвиняют клиента; компенсируют потери клиента и делают скидки при повторной покупке; по результатам оценки УП оперативно принимаются управленческие решения; материальное вознаграждение работников связано с уровнем УП и др. Эти подтвержденные жизнью эффективные процессы необходимо использовать при разработке системы управления УП.

Для получения объективных результатов измерения и повышения уровня УП необходимо соблюдать принципиальные требования, предъявляемые к управлению УП. С учетом основных направлений развития теории менеджмента, маркетинга, управления УП, квалиметрии, накопленных научно-практических знаний в данной области сформулированы следующие основные принципы управления УП.

1. **Принцип научной обоснованности** — указывает на то, что предлагаемая модель управления УП должна базироваться на научно обоснованные положения в исследуемой области и передовой опыт практики, не противоречить социально-экономическим законам, устанавливать объективные связи ее содержательных элементов с другими категориями предметной области.

2. **Принцип моделируемости** — заключается в том, что управление ведется циклически на основе выявления "узких мест", резервов, тенденций и закономерностей в изменении конъюнктуры рынка и уровня УП, сравнения показателей с аналогичными показателями конкурентов, разработки мероприятий, направленных на повышение показателей предприятия до уровня конкурентов.

3. **Принцип непрерывности управления** — обуславливается динамичностью явлений во внешней и внутренней среде предприятия. Постоянный мониторинг позволит менеджменту своевременно выявить угрозы, тенденции в развитии рынков, товаров, технологий производства и управления, внести своевременно, из-

бегая потерь, корректировки в процесс управления УП. Улучшение УП является "поездкой без пункта назначения", и предприятие должно постоянно двигаться в этой поездке.

4. **Принцип ориентированности на потребителя** — вытекает из цели функционирования предприятия в рыночной экономике. В конкурентной экономике благополучие предприятия достигается одним путем — удовлетворением требований потребителей.

5. **Принцип комплексности** — означает, что управленческие решения должны вырабатываться с учетом всех аспектов внешней и внутренней среды предприятия. Модель управления УП должна интегрировать рыночные факторы с внутренними показателями жизнедеятельности предприятия.

6. **Принцип совершенствования** — заключается в возможности постоянного совершен-

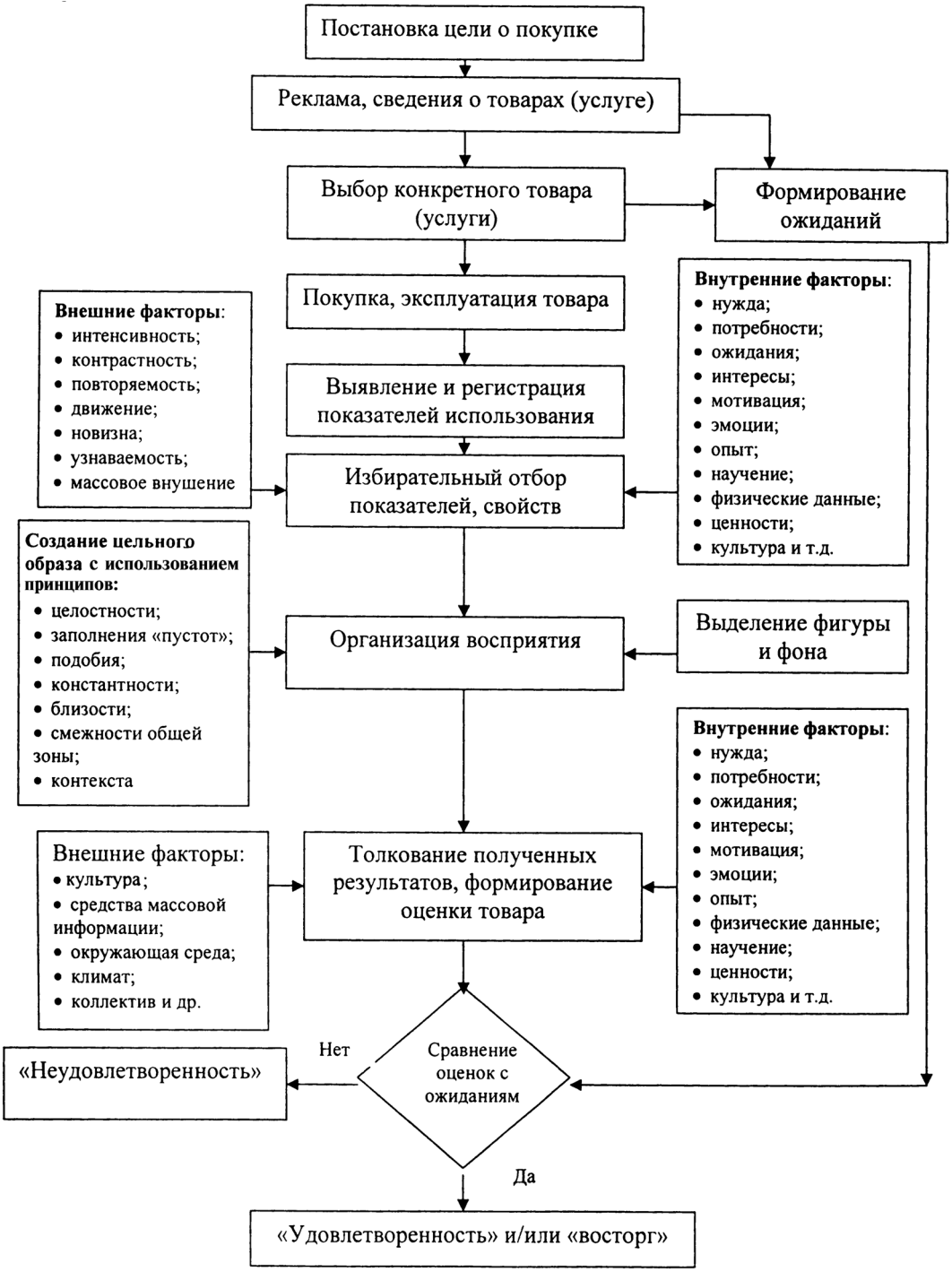


Рис. 2. Процесс формирования удовлетворенности потребителя

ствования модели управления УП в зависимости от изменений условий внешней и внутренней среды.

7. **Полнота и достоверность информации** — необходимый атрибут для успешной реализации модели. Соблюдение принципа научности управления УП во многом зависит от полноты информационного обеспечения процессов управления и требует обширной, разнообразной и достоверной информации. Кроме того, с результатами оценки УП должны быть ознакомлены как потребители, так и работники предприятия.

8. **Принцип единообразия** — означает, что сравниваемые объекты должны оцениваться по одним и тем же показателям и по одной и той же методике. Соблюдение данного принципа позволит обеспечить сопоставимость результатов индивидуальной оценки конкурирующих предприятий.

9. **Принцип правдивости** — необходим для избежания принятия ошибочных управленческих решений. "Приукрашивание" показателей УП оцениваемого объекта, занижение показателей конкурентов приводит к искажению действительности, к принятию неверных управленческих решений.

10. **Принцип релевантности** — означает, что модель должна соответствовать решаемой проблеме, т. е. применять ее, для того чтобы можно было решать управленческие задачи в области управления УП.

11. **Принцип диалектичности** — подразумевает, что модель управления УП должна рассматривать изучаемые явления и факторы в развитии.

12. **Принцип соблюдения законов квалиметрии.** Ключевым элементом в системе управления УП остается измерение ее уровня, так как невозможно управлять тем, что не измеряется. Ставится задача количественной оценки качественной категории "УП". Решение данной задачи осуществляется на основе теоретических положений квалиметрии. Результат оценки УП должен быть получен с соблюдением следующих требований квалиметрии: пригодность, достаточность, уникальность, надежность, квантифицируемость, интегральность, индивидуальность, гибкость, нетрудоемкость, оперативность, улучшаемость, количественность, одинаковость, глобальность, единственность, сравнимость, воспроизводимость, чувствительность, монотонность, точность, динамичность, управляемость, масштабность, экономическая эффективность.

С учетом изложенных выше принципиальных положений была разработана модель управления УП (рис. 3). Сутью данной модели является то, что путем поисковых исследований формируется ожидаемый облик товара, а по результатам количественных исследований путем анкетирования выявляется реальный облик товара, которые сопоставляются между собой, и, во-первых, выносится решение об УП, во-вторых, намечается направление действий по улучшению ее уровня. Процесс улучшения УП ведется с учетом конкурентов: по одной и той же методике измеряется УП товарами конкурентов и проводится сопоставление их результатов с результатами оцениваемого объекта. Такой подход позволяет укреплять конкурентные позиции производителя на рынке, улучшать УП не только за счет собственных нововведений, но и с учетом инноваций конкурентов, более полного выявления приверженности потенциальных покупателей. Действительно, если ваш покупатель "ушел" к конкуренту, значит, он нашел у него то, чего нет у вас. Параллельное измерение уровня УП собственных товаров и товаров конкурентов существенно упрощает планирование мероприятий по улучшению УП. Простой житейский принцип подсказывает, что нравится потребителям в товарах-конкурентах, то же самое будет нравиться им в ваших товарах.

Улучшение УП в модели ведется независимо от результата оценки непрерывно по циклу "измерение — анализ результатов — разработка мероприятий — реализация мероприятий — измерение". В начале цикла улучшения УП находится измерение ее уровня, поэтому у предприятия должен быть надежный инструмент измерения УП. Необъективная оценка исследуемой категории может привести к принятию ошибочных управленческих решений, необоснованному самоуспокоению.

Алгоритм измерения УП по сути не сложный, однако имеет множество нюансов, которые и определяют объективность оценки. Первый нюанс связан с выбором показателей. Существует много факторов, которые комбинируются, воспроизводя "уровень удовлетворенности потребителя". Поэтому, во-первых, надо определиться, какие показатели принимать для оценки УП, во-вторых, какое количество показателей принять для получения достоверного результата, в-третьих, как определить весомость принятых показателей.

Первая проблема решается путем проведения поисковых исследований (см. рис. 3), которые являются качественными. В отличие от количественных качественные исследования связаны с получением большого количества информации от небольшого числа потребителей. Большое количество информации необходимо, поскольку на этом этапе ставится задача понять, что для потребителей является важным, какие вопросы включить в анкету. Качественное исследование дает много информации и понимание, но, поскольку к нему привлекается лишь небольшое число потребителей, оно не может быть статистически надежным. В ходе поисковых исследований, проводимых путем "глубинных интервью" или бесед в фокус-группах, устанавливается перечень наиболее важных с точки зрения потребителя показателей товара и что с ним связано.

По результатам интервью формируется перечень показателей, которые наиболее значимы для потребителя. Как быть, если их число окажется слишком большим (более 100) или, наоборот, маленьким (менее 10—20)? Автором было установлено, что результат сравнительной опенки качества объектов зависит от количества принятых показателей [4]. Для достоверной оценки объектов рекомендуется принимать не менее 40 единичных показателей качества. При формировании анкеты и разработки метода измерения УП целесообразно придерживаться данной рекомендации. Пока, к сожалению, этому вопросу на практике не уделяется должного внимания. Так, ОАО "КАМАЗ" во исполнение требований сертифицированной по ИСО 9000:2000 системы менеджмента качества ежеквартально проводит измерение УП грузовой автомобильной техники. В анкетировании

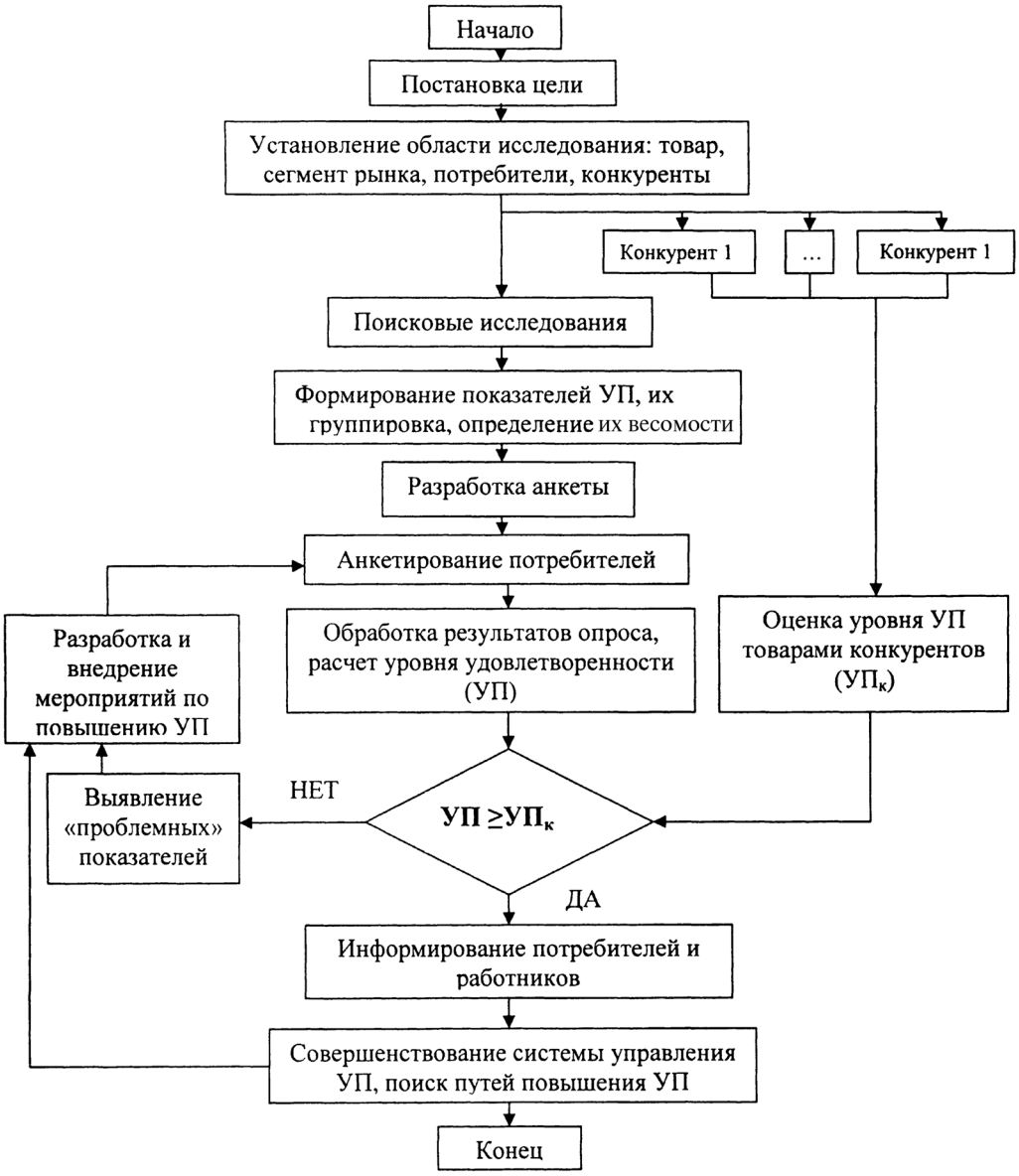


Рис. 3. Алгоритм управления уровнем УП

участвуют 150—200 автопредприятий различных отраслей экономики. Параллельно оценивается по десятибалльной шкале УП продукцией МАЗ, УралАЗ, КрАЗ и иностранных производителей по 23 показателям, которые сгруппированы по 6 признакам.

1. Качество продукции (надежность, безопасность, затраты на эксплуатацию, технические характеристики, дизайн, эргономичность, экологичность).

2. Гарантийное и сервисное обслуживание (качество ремонта, доступность, стоимость сервисного обслуживания).

3. Двигатель (качество сборки, надежность, ремонтопригодность, расход ГСМ, стоимость и расход запасных частей, легкость управления коробкой передач).

4. Персонал (компетентность, оперативность).

5. Цена (ценовая политика, цены на запасные части и материалы).

6. Поставки (соблюдение сроков поставки, состояние автомобиля, комплектация).

Необходимо отметить, что применяемый в ОАО "КАМАЗ" перечень показателей УП неполный. Например, среди показателей качества отсутствуют важные для потребителей такие показатели, как приспособленность к условиям эксплуатации, сложность конструкции, эстетичность, функциональность, комфортность и др. В номенклатуру показателей обязательно должны быть включены те, отсутствие которых вызывает однозначно неудовлетворенность. Например, для легковых автомобилей это наличие конди-

ционера. Правда, увеличение значений этих показателей не повышает удовлетворенность. Установка в автомобиле двух кондиционеров вряд ли вызовет восторг у покупателей. Практика показывает, что восторг вызывает наличие в объекте элементов волнующего качества, т. е. того, что покупатель и не ожидал. Например, в дождь у только что купленного автомобиля автоматически включились стеклоочистители, а владелец и не знал, что его автомобиль оснащен датчиком дождя. Преподнесение потребителям таких приятных неожиданностей — прямой путь завоевания их "сердец". Правда, при этом остальные показатели качества у товара должны быть на высоте, иначе эти "сюрпризы" могут стать источником раздражения и, как следствие, неудовлетворенности. Нужен ли тот же датчик дождя автомобилю, у которого, например, с трудом переключаются передачи или неуравновешено колесо?

Что касается весомости показателей, когда их несколько десятков, вряд ли какой покупатель способен определить значения коэффициентов весомости, а ведь достоверность сравнительной оценки объектов в существенной степени определяется методом, использованным для расчета коэффициентов весомости. В таких случаях целесообразно по схожим признакам всю совокупность показателей сгруппировать на 5—10 групп, и у потребителей в ходе анкетирования узнать их приоритеты. Психологи установили, когда число управляемых объектов 7 и менее, ситуация хорошо контролируема и объект управляем, поэтому не рекомендуется увеличивать число групп показателей УП. Значения коэффициентов весомости групп показателей наиболее объективно можно рассчитать методом анализа иерархий (МАИ). В работе [5] на основе численных экспериментов и сравнения расчетных значений интегрального качества товаров с данными экспертных оценок по результатам натурных испытаний установлено, что среди методов определения коэффициентов весомости показателей объектов наиболее объективным является МАИ.

При сравнительных оценках не исключается расчет интегрального показателя УП без учета коэффициентов весомости, так как в этом случае, если и допускается ошибка, она будет относиться ко всем конкурентам. Однако имеется опасность превосходства конкурентов по наименее значимым для потребителей признакам и самоуспокоения при получении интегрального показателя, превосходящего показатель у конкурентов. Поэтому оценка УП должна проводиться с учетом весомости показателей. Послабление в этом вопросе может быть лишь в том, что комплексный показатель УП по какому-либо признаку внутри группы может рассчитываться без учета весомости, в предположении, что внутри группы все показатели одинаково значимы.

При разработке метода измерения УП затруднение вызывает выбор шкалы измерения. Как правило, при измерении УП используется четырех- или пятибалльная шкала: "очень удовлетворен", "удовлетворен", "не удовлетворен", "очень не удовлетворен". Удовлетворенность при этом выражают в процентах. К сожалению, это ведет к довольно грубому измерению. Большинство компаний получают удовлетворенность 75—85 %, даже плохо работающие организации легко могут иметь удовлетворенность 60 % [1]. Трудность состоит в том, что при таком исследовании очень сложно разглядеть улучшения, происходящие из года в год. Точность исследования такова, что изменения в 1 % или 2 % находятся в пределах статистической погрешности вычислений и не означают реальных изменений.

Для принятия управленческих решений не важно "не удовлетворен" потребитель или "очень не удовлетворен", поэтому предлагается применять 3-уровневую шкалу оценки: "восторг" — 2 балла; "удовлетворен" — 1 балл; "не удовлетворен" — 0 баллов. Выделение "восторга" от "удовлетворенности" необходимо для прогнозирования числа лояльных потребителей. Установлено, что строгая связь между удовлетворенностью потребителя и его лояльностью наблюдается только при высокой удовлетворенности потребителя. Исследования таких компаний, как AT & T, Rank Xerox и The Royal Bank of Scotland показали, что 95 % потребителей, указавших при опросе "отлично" и "очень удовлетворен", впоследствии становятся лояльными компании по сравнению с 65 % лояльных потребителей, которые отметили "удовлетворен" [1]. По данным исследований вероятность того, что клиенты, абсолютно довольные продукцией компании, захотят сделать повторную покупку в течение следующих 18 месяцев в 6 раз выше, чем когда речь идет о покупателях, просто довольных качеством товара [8]. Это объясняет то, почему во многих организациях, имеющих опыт измерения УП, полагают, что только "высшие оценки" деятельности компании могут считаться приемлемыми.

С учетом отмеченных выше замечаний предлагается методика измерения УП, которая базируется на методе профилей измерения качества объектов [6]. Подготовка к исследованиям, анкетирование потребителей ведутся согласно алгоритму, приведенному на рис. 3. Для повышения определенности при анкетировании применяется 3-ступенчатая шкала: "отлично ("восторг")" — 2; "удовлетворен" — 1; "не удовлетворен" — 0.

Принятые показатели группируются по схожим признакам, по которым рассчитываются комплексные групповые показатели УП, что позволяет установить "проблемные" области деятельности предприятия.

Результаты анкетирования обрабатываются с применением аналитического варианта метода профилей [6], согласно которому абсолютные величины единичных показателей УП сначала приводят к относительным величинам, а затем по формуле определяют комплексный групповой коэффициент УП:

$$\text{УП}_i = \frac{Y_{i1}/2 + Y_{i2} + Y_{i3} + \ldots + Y_{i(n-1)} + Y_{in}/2}{n-1}, \qquad (1)$$

где n — число единичных показателей в i-й группе; Y_{i1}, Y_{i2}, ..., Y_{in} —относительные величины единичных показателей объекта, входящие в i-ю группу.

Таблица 2

Показатели УП продукцией автозавода и его конкурентов

Признаки группы	Показатели качества	Оцениваемый производитель	Конкуренты		
			1	2	3
1. Качество продукции	1.1. Надежность (отлично — 2, удовлетворен — 1, не удовлетворен — 0)	1	1	0	2
	1.2. Безопасность	1	0	1	1
	1.3. Затраты на эксплуатацию	2	1	2	0
	1.4. Технические характеристики	1	1	1	2
	1.5. Дизайн	0	1	0	1
	1.6. Эргономичность	1	1	0	2
	1.7. Экологичность	2	2	1	2
	1.8. Расход топлива	0	1	0	1
	1.9. Новизна конструкции	1	1	0	2
	1.10. Приспособленность к условиям эксплуатации	2	1	2	0
	1.11. Сложность конструкции	1	1	2	0
	1.12. Эстетичность	1	1	0	2
	1.13. Функциональность	2	2	2	2
	1.14. Коррозионная стойкость	0	1	0	2
	1.15. Комфортность	1	1	0	2
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,376$)		0,354	0,375	0,25	0,500
2. Гарантийное обслуживание	2.1. Оперативность проведения ремонта	2	1	1	0
	2.2. Качество ремонта	1	1	1	2
	2.3. Доступность ремонта	2	1	2	0
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,099$)		0,167	0,100	0,133	0,067
3. Сервисное обслуживание	3.1. Стоимость обслуживания	1	1	2	0
	3.2. Качество ремонта	0	0	0	2
	3.3. Оперативность ремонта	2	1	1	0
	3.4. Наличие запасных частей	1	0	1	0
	3.5. Приспособленность к обслуживанию и ремонту	1	1	2	1
	3.6. Возможность обслуживания и ремонта самостоятельно	2	1	2	0
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,104$)		0,238	0,119	0,262	0,095
4. Персонал	4.1. Уровень квалификации	1	1	1	2
	4.2. Оперативность	1	1	1	0
	4.3. Отзывчивость	1	1	1	2
	4.4. Возможность консультации специалистов	1	0	1	1
	4.5. Качество консультаций	1	1	1	2
	4.6. Доступность персонала	2	1	1	2
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,060$)		0,214	0,143	0,191	0,238
5. Экономический	5.1. Цена автомобиля	1	1	2	0
	5.2. Цена запасных частей	1	1	2	0
	5.3. Стоимость нормо-часа	1	1	2	0
	5.4. Экономичность автомобиля в целом	2	1	1	2
	5.5. Топливная экономичность	1	1	0	2
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,258$)		0,273	0,227	0,318	0,182
6. Имидж компании	6.1. Имидж компании	1	1	1	2
	6.2. Престижность обладания маркой (очень высокая — 2, да — 1, нет — 0)	0	1	0	2
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,023$)		0,188	0,063	0,063	0,438
7. Поставки	7.1. Соблюдение сроков поставки	1	0	1	1
	7.2. Состояние автомобиля	0	1	0	2
	7.3. Комплектация	0	0	0	1
	7.4. Дополнительные услуги при продаже	1	0	0	1
	7.5. Возможность приобретения в лизинг	2	1	0	1
	7.6. Легкость приобретения	2	2	2	1
	7.7. Возможность замены товара	1	1	1	1
	7.8. Возможность изготовления по индивидуальному заказу	1	0	0	1
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,053$)		0,273	0,136	0,136	0,318
8. Готовность к покупке	8.1. Готовы ли к повторной покупке продукта компании (только эту марку — 2, готов — 1, нет — 0)	1	1	0	1
	8.2. Рекомендуете ли Вы купить эту марку другим (только эту марку — 2, да — 1, нет — 0)	1	0	1	1
Итого по группе (коэффициент весомости $\alpha = 0,027$)		0,044	0,022	0,022	0,045
Коэффициент удовлетворенности потребителей		0,277	0,240	0,237	0,294

Относительные величины для прямых показателей находят по формуле

$$Y_i = \frac{P_{ij}}{P_{ij\max}}, \qquad (2)$$

относительные величины для обратных показателей по формуле

$$Y_i = \frac{P_{ij\max} - P_{ij}}{P_{ij\max}}, \qquad (3)$$

где P_{ij} — количественное значение j-го показателя i-й группы; $P_{ij\max}$ — максимальное значение j-го показателя среди сравниваемых объектов.

Прямыми называются те показатели, увеличение значений которых повышает уровень удовлетворенности, обратными — наоборот.

Интегральный показатель УП k-го производителя определяется с учетом коэффициентов весомости групп показателей по формуле

$$УП_k = \sum_{i=1}^{n} УП_i \alpha_i, \qquad (4)$$

где $УП_i$ — комплексный показатель УП i-й группы; α_i — коэффициент весомости i-й группы показателей качества.

Коэффициенты весомости групп показателей УП определяются применением МАИ [7]. Главное достоинство МАИ в том, что весовые показатели не назначаются прямым волевым методом, а на основе парных сравнений. При этом, правда, остается неопределенным (интуитивным) выбор степени превосходства одного показателя над другим. Достоверность применения шкалы отношений подтверждается результатами сравнительного анализа многих других шкал. Эффективность применения МАИ доказана как теоретически, так и практически при решении многокритериальных задач оценки объектов в различных сферах экономики [5].

В табл. 2 как пример приводится методика измерения для оценки УП продукцией автомобильного завода, выпускающего грузовые автомобили, и трех его конкурентов. УП оценивается по 46 показателям, которые разделены на 8 групп. Групповые показатели УП определены по формулам (1)—(3) без учета весовых, а интегральный показатель — по формуле (4).

Результаты оценки показывают, что оцениваемый производитель по УП уступает конкуренту № 4, у которого по 5 группам показателей из 8 самые лучшие результаты среди сравниваемых производителей, а у оцениваемого предприятия — лишь по экономическим показателям и гарантийному обслуживанию.

В дальнейшем на основе анализа показателей УП разрабатываются мероприятия, направленные на повышение ее уровня. Потребители продукции оцениваемого предприятия выражают недовольство по отношению дизайна автомобиля, расхода топлива, коррозионной стойкости агрегатов, качества ремонта в сервисных центрах, состояния автомобиля при поставке, комплектации. Предприятию необходимо в первую очередь принять меры по улучшению показателей именно по этим направлениям. При разработке мероприятий будет полезен опыт тех конкурентов, у которых по данным направлениям УП высокая.

Предложенная модель управления уровнем УП является эффективным инструментом повышения конкурентоспособности предприятия, так как только наиболее полно удовлетворяя потребителя, можно укрепить рыночные позиции производителя. Структурированность задачи измерения УП позволяет легко выявить сильные и слабые стороны деятельности предприятия и его товаров, а следовательно, разрабатывать мероприятия с ориентацией на показатели конкурентов. Модель универсальна, выбирая соответствующие показатели в табл. 2 можно измерять УП любого товара или услуги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хилл, Н.** Измерение удовлетворенности потребителей по стандарту ИСО 9000:2000 [Текст] / Н. Хилл, Б. Сельф, Г. Роше. — М.: Издательский Дом "Технологии", 2004. — 192 с.
2. **Глушакова, Т.** Замеры удовлетворенности потребителей и управление предприятием [Текст] / Т. Глушакова. — http://ateh.ru/conten.
3. **Кампанелла, Дж.** Экономика качества. Основные принципы и их применение [Текст] / Дж. Кампанелла. — М.: РИА "Стандарты и качество", 2005. — 232 с.
4. **Фасхиев, Х. А.** Сколько показателей необходимо для достоверной оценки качества товаров? [Текст] / Х. А. Фасхиев // Маркетинг в России и за рубежом. — 2008. — № 1. — С. 72—91.
5. **Фасхиев, Х. А.** Определение весомости показателей качества автомобилей и их компонентов [Текст] / Х. А. Фасхиев // Грузовик &. — 2008. — № 4. — С. 28—35.
6. **Фасхиев, Х. А.** Оценка уровня конкурентоспособности грузовых автомобилей и их двигателей [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. В. Крахмалева // Маркетинг в России и за рубежом. — 2004. — № 5. — С. 3—16.
7. **Саати, Т.** Принятие решений. Метод анализа иерархий [Текст] / Т. Саати. — М.: Радио и связь, 1989. — 316 с.
8. **Котлер, Ф.** Маркетинг в третьем тысячелетии: Как создать, завоевать и удержать рынок [Текст] // Ф. Котлер. — М.: ООО "Издательство АСТ", 2000. —272 с.

Параметры процесса топливоподачи и показатели дизеля, работающего на смесевых биотопливах

Л. В. Грехов, В. А. Марков, д-ра техн. наук, профессоры, МГТУ им. Н. Э. Баумана, **С. Н. Девянин**, д-р техн. наук, МГАУ им. В. П. Горячкина

Представлены результаты расчетных исследований процесса топливоподачи дизеля Д-245.12С, работающего на смесях дизельного топлива и рапсового масла. Проведены экспериментальные исследования дизеля при работе на указанных смесях различного состава. Показана возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов при использовании смесевых биотоплив.

Ключевые слова: *дизель, процесс топливоподачи, дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо, характеристики токсичности отработавших газов.*

В последнее время все более широкое распространение получают моторные топлива, произведенные из растительного сырья. Для энергетических установок с бензиновыми двигателями в качестве одного из наиболее перспективных альтернативных моторных топлив рассматривается биоэтанол, а для установок с дизелями — растительные масла и эфиры, получаемые из этих масел [1, 2, 3]. Привлекательность таких топлив заключается не только в возможности их получения из возобновляемых сырьевых ресурсов, но и в наличии в молекулах этих биотоплив атомов кислорода. Указанное позволяет использовать биотоплива в качестве кислородсодержащих присадок (оксигенатов) к традиционным бензину и дизельному топливу (ДТ), значительно улучшающих показатели токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания.

Топлива, получаемые из растительных масел, уже применяются в качестве моторных топлив для дизелей в ряде стран Западной Европы и Америки. В США, начиная с 1990 г., на рынок стало поступать биодизельное топливо, производимое из соевого масла. В Западной Европе для производства биотоплива используется преимущественно рапсовое масло (РМ). В Австрии биодизельное топливо уже сейчас составляет 3 % общего рынка ДТ при наличии мощностей для его производства до 30 тыс. т/ год. В Бельгии эти мощности составляют 400 тыс. т/год, в Германии — 203 тыс. т/год, в Италии — 441 тыс. т/год, во Франции — 370 тыс. т/год. В целом, согласно предписанию ЕС-25 потребление биодизельного топлива в транспортном секторе Европы в 2005 г. составило 3,2 млн т/год, а в 2010 г. — должно достичь 10,2 млн т /год [4—8]. В этих странах промышленно выпускаются биодизельные топлива различного состава.

На европейских заправочных станциях, в частности в Германии, появились ДТ семейства Biodiesel, обычно представляющие собой смеси ДТ с 5 или 10 % метилового эфира рапсового масла (МЭРМ). В 2002 г. в Великобритании поступил в продажу новый вид топлива, представляющего собой смесь обычного ДТ (95 %), полученного из специальной нефти с низким содержанием серы, и рапсового масла (РМ) (5 %). Данный вид топлива получил название GlobalDiesel и был разработан компанией Greenergy [4]. В стране существует Единая ассоциация биодизельных предприятий (BABI), крупнейшее из которых производит около 5 млн л топлива в год. В странах Юго-Восточной Азии в качестве биодизельных топлив используются производные кокосового и пальмового масел [9, 10]. В частности, в Малайзии налажено промышленное производство моторных топлив из растительных масел. Для получения метилового эфира используется пальмовое масло, которое применяют в качестве топлива для городских автобусов [3]. Потребление биодизельного топлива в Малайзии составляет 20 % общего потребления дизельного топлива.

Растительные масла могут быть использованы в качестве топлива для дизелей в "чистом" виде или в смеси с ДТ. Из растительных масел получают метиловый или этиловый эфиры, которые применяются как самостоятельное топливо или как биодобавка к ДТ. Возможны

Таблица 1

Физико-химические свойства дизельного топлива, рапсового масла и их смесей

Физико-химические свойства	Топлива				
	ДТ	РМ	80 % ДТ + + 20 % РМ	60 % ДТ + + 40 % РМ	40 % ДТ + + 60 % РМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	916	848	865	882
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	75	9	19	30
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	—	—	—
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	37 300	41 500	40 400	39 400
Цетановое число	45	36	—	—	—
Температура самовоспламенения, °С	250	318	—	—	—
Температура помутнения, °С	–25	–9	—	—	—
Температура застывания, °С	–35	–20	—	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,6	13,9	13,5	13,1
Содержание, % по массе:					
С	87,0	78,0	—	—	—
Н	12,6	10,0	—	—	—
О	0,4	12,0	—	—	—
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	—	—	—
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	—	—	—
Фактический модуль упругости топлива в каналах топливоподающей аппаратуры при нормальных условиях, МПа · 10^{-9}	1,493	1,841	1,552	1,615	1,684
Скорость звука фактическая при нормальных условиях, м/с	1341	1417	1353	1367	1382

Примечания: "—" — свойства не определялись; ДТ — дизельное топливо по ГОСТ 305—82; РМ — рапсовое масло; для смеси ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов

и другие пути использования биотоплива на основе растительных масел. Но наиболее простым способом применения растительных масел представляется использование для дизелей чистого растительного масла, либо смеси ДТ и этих масел. Эти два компонента хорошо смешиваются в любых пропорциях, образуя стабильные смеси. Подбором состава таких смесей можно обеспечить приближение их физико-химических свойств к свойствам стандартного ДТ. Тем не менее добавление в ДТ даже небольшого количества растительных масел все же приводит к некоторому изменению этих свойств.

В качестве примера в табл. 1 приведены физико-химические свойства ДТ, РМ и их смесей различного состава. Из табл. 1 следует, что рапсовое масло отличается от ДТ большей плотностью, повышенной вязкостью, большим поверхностным натяжением. Наибольшие различия между ДТ и РМ отмечаются по их вязкости. Так, при нормальной температуре ($t = 20$ °С вязкость РМ выше, чем у стандартного ДТ ($\nu_т = 75$ мм^2/с у РМ и $\nu_т = 3{,}8$ мм^2/с у ДТ. Но при повышении температуры вязкость РМ быстро снижается: при температуре $t = 40$ °С, характерной для работы систем топливоподачи автотракторных дизелей, его вязкость уменьшается вдвое — до $\nu_т = 36$ мм^2/с, а при $t = 70$ °С — до $\nu_т = 17{,}5$ мм^2/с.

Отличия физических свойств РМ от свойств ДТ оказывают влияние на протекание рабочих процессов дизелей. В первую очередь это относится к процессам топливоподачи и смесеобразования. Большие плотность и объемный модуль упругости топлива являются причиной увеличения цикловой подачи РМ и его часового расхода по сравнению с ДТ. При этом сжимаемость ДТ и РМ заметно отличается (табл. 1), а зависимость сжимаемости смесевого топлива (скорости распространения звука в нем) от содержания РМ в смеси нелинейна (рис. 1).

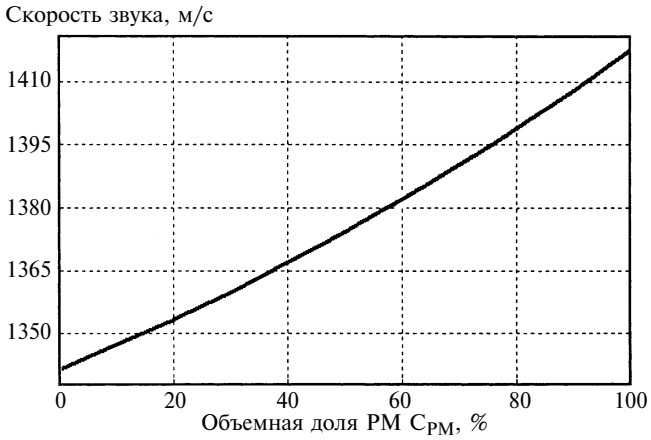


Рис. 1. Зависимость скорости звука в смесевом биотопливе при атмосферном давлении и температуре 20 °С от содержания РМ в смеси

Повышенные вязкость и поверхностное натяжение РМ приводят к увеличению дальнобойности топливной струи, попаданию части топлива на стенки камеры сгорания (КС) и уменьшению доли объемного смесеобразования. При этом уменьшается угол раскрытия топливного факела и ухудшается мелкость распыливания — увеличивается средний диаметр капель. Повышенное поверхностное натяжение РМ увеличивает неоднородность его распыливания. Из-за меньшей сжимаемости этого масла увеличивается максимальное давление впрыскивания. Действительный момент начала впрыскивания топлива смещается при этом в сторону увеличения угла опережения впрыскивания топлива. Все эти факторы свидетельствуют о необходимости проведения углубленных исследований процесса топливоподачи в дизеле при его работе на РМ и его смесях с ДТ. Такое расчетное исследование проведено с использованием программного комплекса "Впрыск", разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана. Этот программный комплекс предназначен для расчетного анализа процесса топливоподачи и оптимизации топливных систем различных схем. Комплекс состоит из блока сервисных программ для работы с исходными данными, генерирования схемы топливной системы, хранения и анализа выводимой информации и из блока расчетных программ [11, 12].

Расчетное ядро комплекса совершенствуется уже около 25 лет, в основном в двух направлениях: повышение точности и скорости счета и расширение возможностей комплекса в актуальных направлениях развития топливных систем. Так, введен расчет электрических процессов в исполнительных устройствах систем с электронным управлением, расчет многофазного впрыскивания, процессов в линии низкого давления систем с клапанным управлением, переходных процессов, крутильных колебаний в приводах топливного насоса высокого давления (ТНВД), процессов при использовании нетрадиционных топлив и др.

Для описания одномерного нестационарного теплоизолированного движения вязкой сжимаемой жидкости в трубопроводах могут использоваться аналитическое решение Д'Аламбера с поправкой Т. Ф. Кузнецова на диссипацию, простой сеточный метод с явной численной схемой, линеаризованный метод С. К. Годунова [1, 13]. Как показывает опыт, для большинства топливных систем автотракторных дизелей оправдано использование аналитического решения, имеющего преимущества в большей скорости счета, устойчивости, в том числе устойчивости решения сопряженных уравнений граничных условий.

При определении упругих свойств топлив в полостях ограниченного объема решаются уравнения связи давления и плотности [1, 14]. Они заменяют более привычные эмпирические выражения для коэффициента сжимаемости (эквивалента уравнения состояния), хотя также базируются на эмпирической информации. Такой прием обеспечивает большую универсальность в отношении исходных дифференциальных уравнений, записываемых для трубопроводов и полостей, большую скорость счета и универсальность в отношении смесей различных топлив, газожидкостных состояний топлив [1, 14].

В частности, для оценки сжимаемости исследуемых биотоплив обрабатывались экспериментальные результаты исследований различных авторов [15—17]. Математическая модель учитывает деформацию полостей топливной системы, трубопроводов, деталей привода ТНВД, а также утечки, изменение коэффициентов расхода в зависимости от режимов течения и геометрии проточной части, наличие газовой фазы в локальных нестационарных условиях, диссипацию энергии в результате трения и другие имеющие значение явления.

Программный комплекс "Впрыск" апробирован на топливных системах большинства отечественных дизелей, используется на предприятиях и подготовлен для пользования через сеть Internet.

Объектом проведенных расчетных и экспериментальных исследований являлась система топливоподачи дизеля типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) грузовых автомобилей ЗИЛ-5301 "Бычок". В этом дизеле, имеющем полуразделенную КС типа ЦНИДИ, организовано объемно-пленочное (пристеночное) смесеобразование с частичным попаданием струй на горячие кромки горловины и внутренние стенки КС. Это позволяет обеспечить стабильное воспламенение смесевого биотоплива, отличающегося от ДТ худшей воспламеняемостью (пониженным цетановым числом).

Исследуемая топливная система дизеля типа Д-245.12С включала ТНВД типа PP4M10U1f фирмы Motorpal, соединенный топливопроводами высокого давления с форсунками ФДМ-22 производства завода "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) с распылителями типа DOP 119S534 фирмы Motorpal. Основные исходные данные для расчета параметров процесса впрыскивания приведены в табл. 2.

Таблица 2

Исходные данные при исследовании дизеля Д-245.12С

Параметр топливной системы	Значение
Плунжерная пара	
Диаметр плунжера, мм	10,00
Подъем плунжера до начала закрытия впускного окна, мм	0,00
Давление подкачки топлива, МПа	0,200
Мертвый объем надплунжерной полости, мм^3	338,0
Нагнетательный клапан	
Разгружающий ход клапана, мм	2,00
Диаметр клапана, мм	7,00
Максимальный ход клапана, мм	7,30
Давление открытия клапана (на проток), МПа	1,13
Форсунка	
Нормальная закрытая форсунка, сопла выходят на запорный конус	
Диаметр иглы, мм	5,000
Максимальный ход иглы, мм	0,300
Давление начала впрыскивания, МПа	22,00
Число сопловых отверстий i_c	5
Диаметр (равных) сопловых отверстий d_c, мм	0,340
Коэффициент расхода сопел при впрыске в окружающую среду	0,690
Диаметр предсоплового канала, мм	1,00
Полости и трубопроводы	
Объем входной полости форсунки (штуцера), мм^3	385,00
Объем штуцера ТНВД или аккумулятора, мм^3	860,00
Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода, мм	2,00
Внешний диаметр нагнетательного трубопровода, мм	7,00
Эффективная длина нагнетательного трубопровода, мм	790,00
Внутренний диаметр канала в корпусе форсунки, мм	2,17
Эффективная длина канала в корпусе форсунки, мм	95,00
Объем кармана распылителя, мм^3	45,00
Расстояние от датчика № 1 давления в трубопроводе до ТНВД, мм	30,00
Расстояние от датчика № 2 давления в трубопроводе до ТНВД, мм	750,00

Результаты численных экспериментов были представлены в виде диаграмм изменения давления топлива в надплунжерной полости ТНВД, в трубопроводе высокого давления (в точках расположения датчиков № 1 и № 2, см. табл. 2), в кармане распылителя форсунки, давление впрыскивания по углу поворота кулачкового вала ТНВД. В качестве примера на рис. 2 представлены кривые изменения этих давлений, полученных при работе исследуемой топливной системы на ДТ на режиме с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{тн} = 1200$ мин$^{-1}$ и цикловой подачей $g_ц = 0,067$ г.

Расчетные интегральные характеристики процесса топливоподачи, полученные для исследуемой топливной системы, работающей на ДТ на режиме

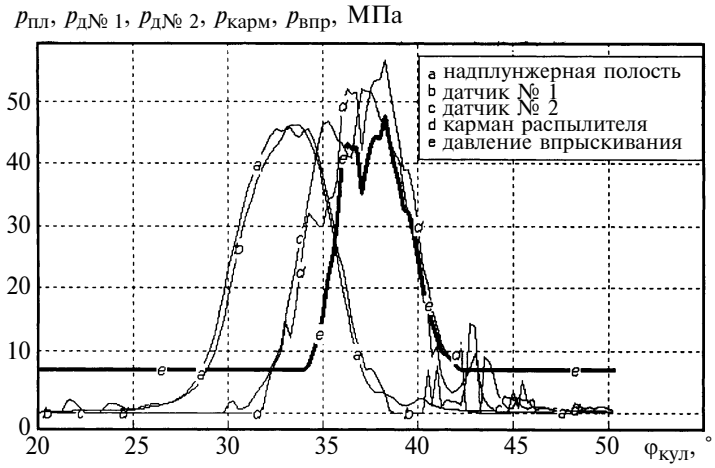


Рис. 2. Изменение давления топлива в надплунжерной полости ТНВД, в трубопроводе высокого давления (датчики № 1 и № 2), в кармане распылителя и давления впрыскивания по углу поворота кулачкового вала ТНВД $\varphi_{кул}$ при работе на ДТ при $n_{ТНВД}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $g_ц$ = 0,067 г

Таблица 3

Интегральные характеристики процесса топливоподачи при работе на ДТ на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $g_ц$ = 0,067 г

Параметр	Значение
Действительная цикловая подача, $g_ц$, г	0,06758
Активный ход плунжера, $h_{пл.ак}$, мм	1,033
Максимальная скорость плунжера, $C_{пл\,max}$, м/с	2,220
Максимальное давление топлива над плунжером, $p_{пл\,max}$, МПа	46,35
Коэффициент подачи системы $K_{под}$	1,017
Максимальное контактное напряжение на кулачке $\sigma_{конт}$, МПа	1171,0
Максимальный момент на кулачковом валу ТНВД, $M_{кул\,max}$, Н • м	61,48
Максимальное давление топлива перед форсункой, $p_{ф\,max}$, МПа	54,55
Максимальное давление топлива в кармане распылителя $p_{кар\,max}$, МПа	59,56
Максимальное давление впрыскивания $p_{впр\,max}$, МПа	49,48
Среднее давление впрыскивания $p_{впр\,ср}$, МПа	26,93
Максимальное давление датчика № 1 $p_{д№1\,max}$, МПа	46,02
Максимальное давление датчика № 2 $p_{д№2\,max}$, МПа	52,76
Средневзвешенный Заутеровский диаметр капель d_{32}, мкм	26,35
Продолжительность подачи геометрическая $\varphi_{впр\,г}$, °	3,650
Действительное время собственно впрыскивания $\varphi_{впр\,д}$, °	8,370
Угол начала подачи геометрический $\varphi_{нач\,г}$, °	30,00
Угол начала подачи действительный $\varphi_{нач\,д}$, °	33,90
Остаточное давление в линии высокого давления $p_{ост}$, МПа	0,0014
Остаточный объем газов в линии высокого давления $V_{ост}$, %	0,2077

с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $g_ц$ = 0,067 г, даны в табл. 3. Так, исследуемая система на указанном режиме работы обеспечивает максимальное давление впрыскивания $p_{впр\,max}$ = 49,5 МПа при среднем давлении впрыскивания $p_{впр\,ср}$ = 26,9 МПа и действительной продолжительности впрыскивания $\varphi_{впр\,д}$ = 8,37° угла поворота кулачкового вала ТНВД.

Полученные расчетные результаты хорошо совпадают с экспериментальными данными исследовательских работ и заводских испытаний [18].

Для сравнительного анализа показателей процесса топливоподачи дизеля, работающего на биотопливах, были проведены расчеты этого процесса при работе на ДТ, РМ и смесях ДТ и РМ различного состава. Данные табл. 1 свидетельствуют о небольшой разнице плотностей ДТ и РМ. Причем несколько большая плотность РМ отчасти компенсируется его меньшей теплотой сгорания. Поэтому при переводе дизеля с ДТ на РМ в первом приближении допустимо отсутствие перенастройки упора рейки максимальной подачи топлива и активный ход плунжера принят неизменным. С учетом принятых допущений проведены расчеты процесса топливоподачи на трех режимах работы дизеля Д-245.12С:

максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ ($n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$) и цикловой подачей топлива $g_ц$ = 0,067 г (активным ходом плунжера $h_{пл\,ак}$ = 1,033 мм);

максимального крутящего момента с n = 1600 мин$^{-1}$ ($n_{тн}$ = 800 мин$^{-1}$) и $g_ц$ = 0,069 г;

холостого хода при минимальной частоте вращения n = 850 мин$^{-1}$ ($n_{тн}$ = 425 мин$^{-1}$) и $g_ц$ = 0,008 г (указанные массовые цикловые подачи соответствуют работе на ДТ).

Полученные при расчете кривые изменения давления впрыскивания по углу поворота кулачкового вала при использовании ДТ и РМ на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и неизменном номинальном активном ходе плунжера $h_{пл\,ак}$ = 1,033 мм приведены на рис. 3.

Изменение давления топлива в начале и конце нагнетательных трубопроводов (в местах установки датчиков № 1 и № 2, см. табл. 2) по углу поворота кулачкового вала при использовании чистых ДТ и РМ показано на рис. 4.

С использованием полученных кривых изменения давления топлива по углу поворота кулачкового вала ТНВД и других расчетных данных построены зависимости основных показателей процесса топливоподачи от состава смесей ДТ и РМ, содержащих от 0 до 100 % РМ на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\,ак}$ = 1,033 мм. На рис. 5 представлена такая характеристика

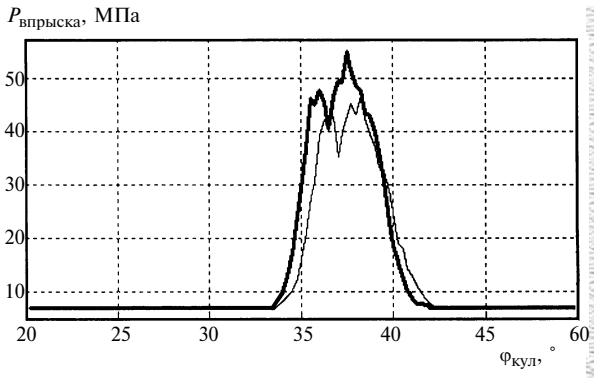


Рис. 3. Изменение давления впрыскивания по углу поворота кулачкового вала при использовании в качестве топлива ДТ (тонкая линия) и РМ (толстая линия) на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\,ак}$ = 1,033 мм

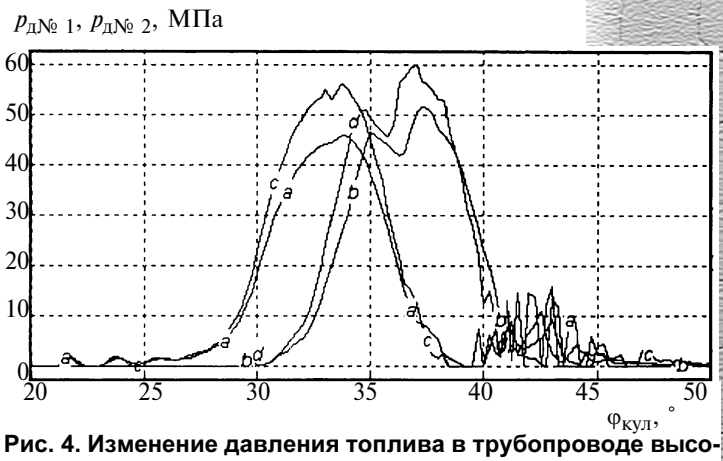


Рис. 4. Изменение давления топлива в трубопроводе высокого давления (у датчиков № 1 и № 2) по углу поворота кулачкового вала при использовании ДТ (*a*, *b*) и РМ (c, d) на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\,ак}$ = 1,033 мм

для объемной цикловой подачи топлива $q_ц$, которая свидетельствует о непрерывном увеличении значений $q_ц$ по мере увеличения доли РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ при неизменном активном ходе плунжера $h_{пл}$. Так, при $C_{РМ}$ = 0 % (работа на чистом ДТ) объемная цикловая подача топлива составила $q_ц$ = 81,7 мм^3, а при $C_{РМ}$ = 100 % (работа на чистом РМ) — уже $q_ц$ = 82,9 мм^3. Такое увеличение $q_ц$ при росте $C_{РМ}$ происходит в основном за счет снижения сжимаемости РМ относительно ДТ (см. табл. 1, по данным работы [4]).

Указанное увеличение объемной цикловой подачи РМ за счет понижения его сжимаемости объясняется уменьшением доли хода плунжера, необходимого для сжатия топлива до требуемого давления. Степень влияния вязкости топлива на объемную цикловую подачу ДТ, РМ и их смесей определить сложнее.

Плотность топлива влияет исключительно на массовую цикловую подачу. Поскольку

РМ имеет плотность, примерно на 10 % большую, чем ДТ (см. табл. 1), то при одинаковой объемной цикловой подаче массовая цикловая подача РМ также будет приблизительно на 10 % больше массовой цикловой подачи ДТ. Указанная тенденция зависимости массовой цикловой подачи смесевых биотоплив $g_ц$ от их плотности, которая, в свою очередь, зависит от доли РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$, иллюстрируется рис. 6, где представлена характеристика массовой цикловой подачи смесевых биотоплива $g_ц$. Эти результаты свидетельствуют о том, что при переходе с чистого ДТ на чистое РМ массовая цикловая подача топлива $g_ц$ возросла с 0,0676 до 0,0760 г, т. е. на 12,0 %. С учетом того, что увеличение объемной цикловой подачи $q_ц$ составило при этом лишь около 1,5 % (с 81,7 до 82,9 мм^3), то повышение массовой цикловой подачи за счет роста плотности оказалось равным примерно 10 %.

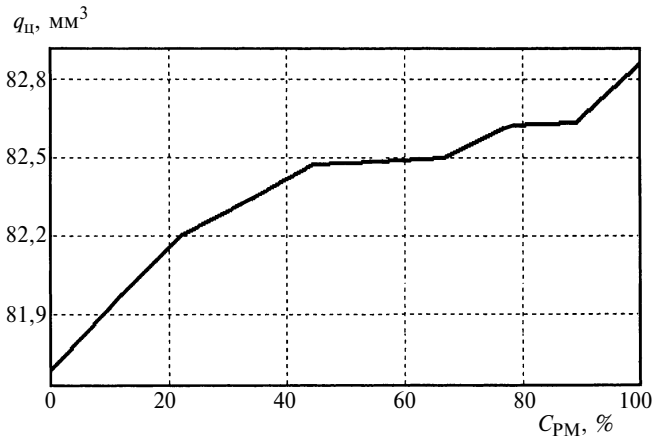


Рис. 5. Зависимость объемной цикловой подачи топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

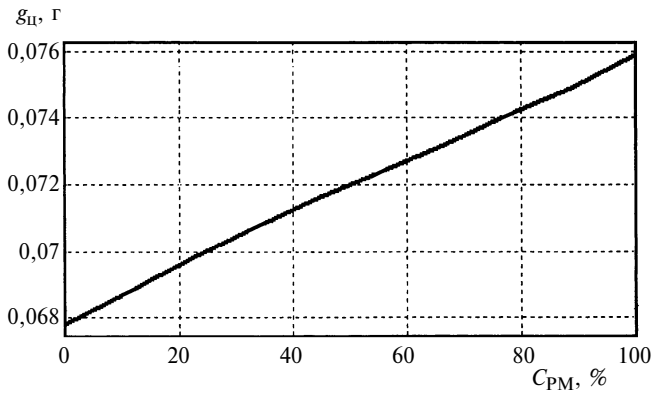


Рис. 6. Зависимость массовой цикловой подачи топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

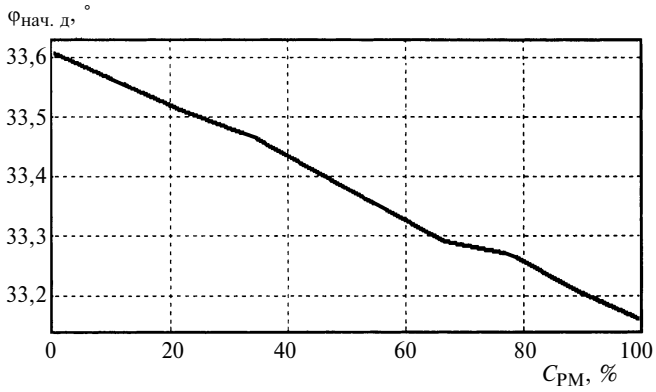


Рис. 7. Зависимость действительного угла начала подачи топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

Состав смесевого биотоплива влияет не только на величину цикловой подачи топлива, но и на фазы процесса топливоподачи, т. е. на моменты его начала и окончания (см. рис. 3). Как показали расчеты, действительный угол начала подачи топлива $\varphi_{нач.\ д}$ снижается при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$, т. е. впрыскивание топлива начинается раньше и угол опережения впрыскивания топлива увеличивается (рис. 7). Это объясняется тем, что с ростом $C_{РМ}$ снижается сжимаемость смеси. Так, при переходе от ДТ к РМ снижение угла $\varphi_{нач.\ д}$ составляет около 0,4 ° поворота кулачкового вала (0,8 ° поворота коленчатого вала) — рис. 7.

Точное определение угла окончания подачи топлива $\varphi_{ок.\ д}$ осложняется тем, что в заключительной фазе процесса топливоподачи кривые изменения давления топлива на ряде режимов могут иметь разные характеристики впрыска, в том числе с различным количеством отдельных или почти сливающихся впрыскиваний. При этом продолжительность и угол окончания подачи скачкообразно изменяются и получить монотонную легко интерпретируемую зависимость для угла окончания впрыскивания не удается. Но в ряде исследований показано, что при переходе от ДТ к РМ возможно и более позднее окончание подачи топлива [19]. Это, очевидно, обусловлено повышенной вязкостью РМ и связанной с этим снижением скорости звука в нагнетательном трубопроводе малого диаметра [12].

Значительное влияние состав смесевого биотоплива оказывает на давление топлива в линии высокого давления (см. рис. 2 и 3). Об этом свидетельствуют представленные на рис. 8 характеристики максимального давления топлива в подыгольной полости форсунки (максимального давления впрыскивания) и максимальных давлений в начале и в конце трубопровода высокого давления (датчики № 1 и 2, см. табл. 2). Как следует из приведенных на рис. 8 данных при переходе от ДТ к РМ максимальное давление впрыскивания увеличивается от 49 до 57 МПа. Аналогичная закономерность характерна и для максимальных давлений топлива в трубопроводе высокого давления в местах установки датчиков № 1 и 2. Как и в случае с цикловой подачей топлива рост максимальных давлений топлива в линии высокого давления при переходе на РМ обусловлен меньшей сжимаемостью и, в меньшей мере, большей вязкостью РМ.

Рост максимального давления впрыскивания при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе приводит и к росту среднего давления впрыскивания. Это подтверждается данными рис. 9. В соответствии с этой характеристикой при переходе от ДТ к РМ среднее давление впрыскивания $p_{впр\ ср}$ увеличивается с 26,2 до 29,8 МПа.

Как отмечено выше, меньшая сжимаемость РМ и его повышенная вязкость являются причиной повышения давлений топлива в линии высокого давления топливной системы, а также ухудшения прокачиваемости высоковязкого топлива через элементы системы топливоподачи. Вследствие этих факторов повышаются нагрузки на привод ТНВД с ростом содержания РМ в смесевом биотопливе. Представленная на рис. 10 характеристика максимального момента на кулачковом валу ТНВД свидетельствует о том, что при переходе от ДТ к РМ максимальный момент прокручивания кулачкового вала топливного насоса $M_{кул\ max}$ возрастает с 61,5 до 73,5 Н · м. Это необходимо учитывать при адаптации дизелей к работе на высоковязких биотопливах. Еще более значимым может оказаться изменение локальных мгновенных моментов, возникающих в приводе ТНВД в условиях крутильных колебаний. Но это — отдельная задача.

Отмеченные при расчетных исследованиях особенности процесса топливоподачи в дизеле, работающем на биотопливах на основе РМ, оказывают заметное влияние на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Для сопоставления полученных расчетных показателей процесса топливоподачи с показателями дизеля, работающего на смесевых биотопливах, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) с полуразделенной КС типа ЦНИДИ и объемно-пленочным смесеобразованием. Исследования проводились на моторном стенде АМО "ЗИЛ" на чистом ДТ и смесевом биотопливе, содержащем от 20 до 60 % (по объему) РМ. Результаты этих исследований представлены на рис. 11 и 12.

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на номинальном режиме при $n = 2400$ мин$^{-1}$, приведенные на рис. 11, свидетельствуют о том, что увеличение содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ от 0 до 20 % приводит к заметному росту часового расхода топлива $G_т$ и эффективного крутящего момента $M_е$. При дальнейшем повышении $C_{РМ}$ от 20 до 60 % величины $G_т$ и $M_е$ изменяются незначительно. Коэффициент избытка воздуха α слабо зависит от концентрации $C_{РМ}$ во всем диапазоне ее изменения (0—60 %).

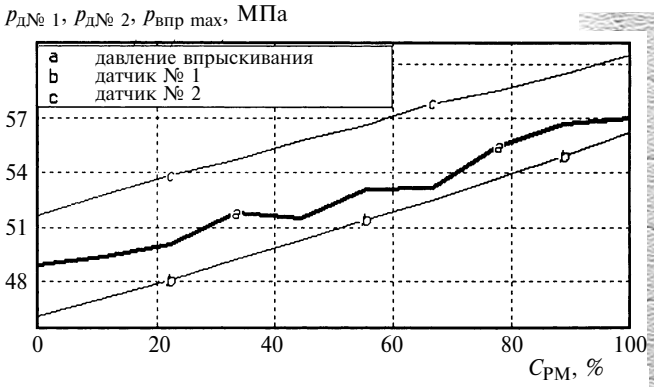


Рис. 8. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива и максимальных давлений в датчиках № 1 и № 2 от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

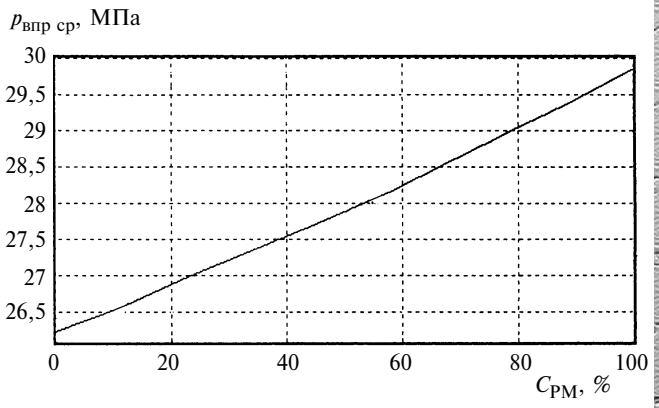


Рис. 9. Зависимость среднего давления впрыскивания топлива от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

Характеристики удельного эффективного расхода топлива g_e, эффективного КПД η_e и дымности ОГ K_x в зависимости от $C_{РМ}$ в дизеле, работающем на режиме максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин$^{-1}$, приведены на рис. 11. На этом режиме увеличение концентрации РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ с 0 до 60 % приводит к росту удельного эффективного расхода топлива g_e с 249,0 до 265,1 г/(кВт · ч) и снижению дымности ОГ K_x — с 11,0 до 8,0 %. Приведенные данные свидетельствуют о том, что использование смесевого биотоплива позволило заметно уменьшить дымность ОГ. Указанное же увеличение удельного расхода смесевого биотоплива объясняется его меньшей теплотой сгорания H_u (42,5 и 39,4 МДж/кг соответственно у ДТ и смеси 40 % ДТ и 60 % РМ, см. табл. 1). При этом эффективность процесса сгорания при увеличении содержания РМ в смесевом биотопливе практически не изме-

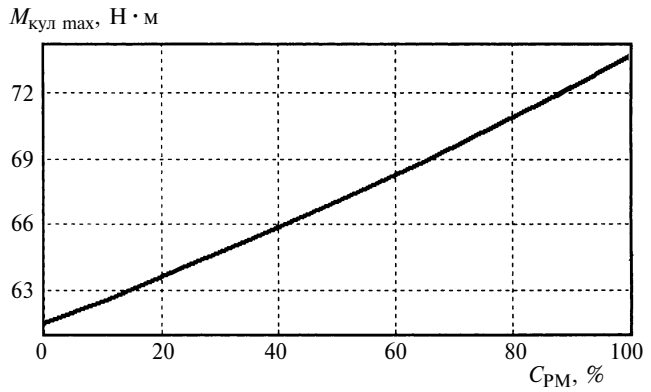


Рис. 10. Зависимость максимального момента на кулачковом валу ТНВД от содержания РМ в смесевом биотопливе на режиме с $n_{тн}$ = 1200 мин$^{-1}$ и $h_{пл\ ак}$ = 1,033 мм

нялась. Так, изменения эффективного КПД исследуемого двигателя η_e при работе на топливах с различным содержанием рапсового масла не превышали 1,5 %,

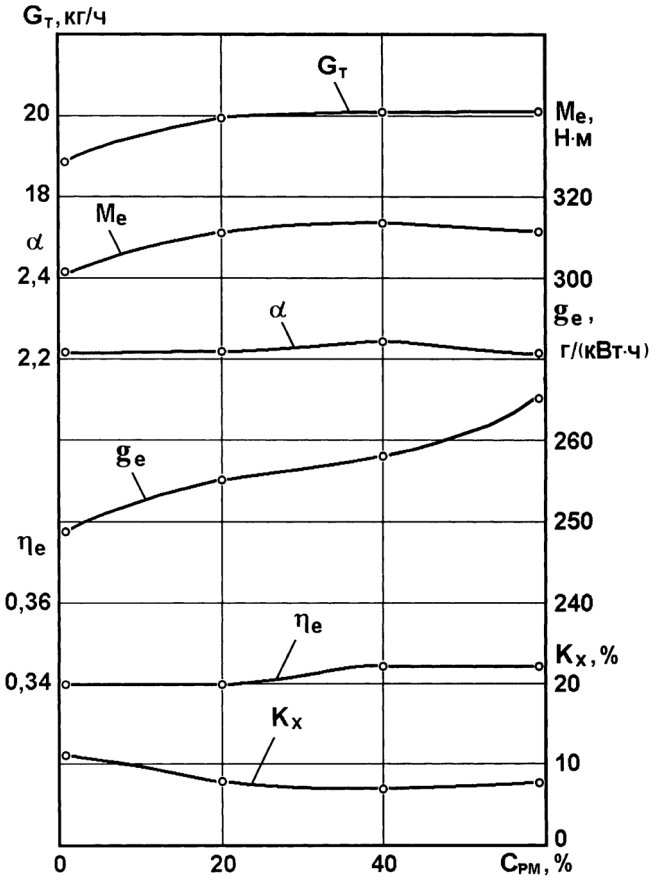


Рис. 11. Зависимость часового расхода топлива $G_т$, эффективного крутящего момента M_e, коэффициента избытка воздуха α, удельного эффективного расхода топлива g_e, эффективного КПД двигателя η_e и дымности ОГ K_x от содержания рапсового масла $C_{РМ}$ смесевом биотопливе на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$

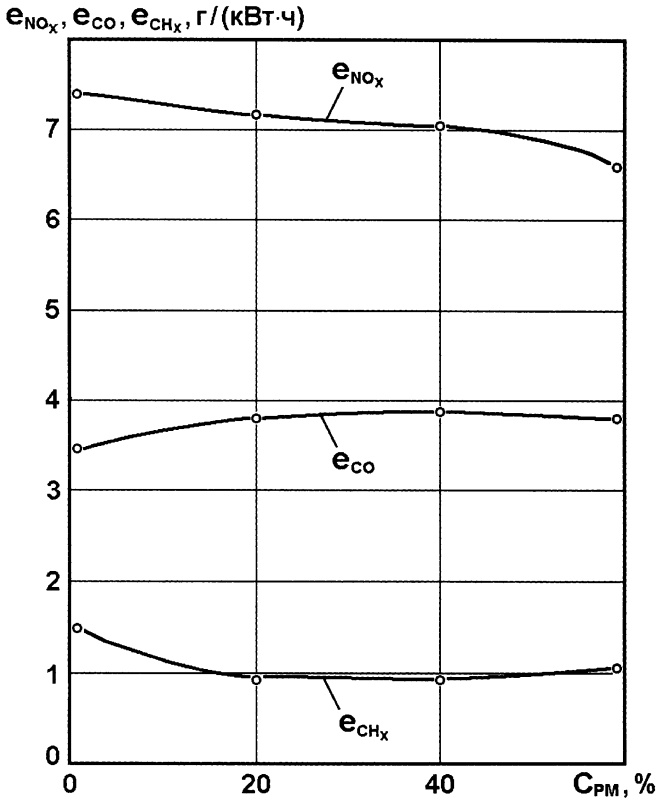


Рис. 12. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x}, монооксида углерода e_{CO} и углеводородов e_{CH_x} от содержания рапсового масла $C_{РМ}$ в смесевом биотопливе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла

что сопоставимо с точностью определения величины g_e.

Значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов — оксидов азота e_{NO_x}, монооксида углерода e_{CO}, несгоревших углеводородов e_{CH_x}, представленные на рис. 12, подтвердили возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля при использовании смесевых биотоплив. Их применение позволяет снизить выбросы наиболее значимых токсичных компонентов ОГ дизелей — оксидов азота NO_x, а также углеводородов CH_x. Увеличение содержания РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ с 0 до 60 % приводит к снижению на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельных интегральных выбросов оксидов азота e_{NO_x} с 7,442 до 6,597 г/(кВт · ч), т. е. на 11,4 %, и выбросов углеводородов e_{CH_x} с 1,519 до 1,075 г/(кВт · ч), т. е. на 29,2 %. Причем минимум выбросов углеводородов (e_{CH_x} = 0,949 г/(кВт · ч)) отмечен при содержании РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ = 40 %. Такое уменьшение выбросов оксидов азота NO_x и углеводородов CH_x

обусловлено наличием в РМ около 12 % кислорода, участвующего в окислении углерода и водорода, входящих в состав РМ. В результате уменьшается количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, и увеличивается суммарный коэффициент избытка воздуха. Это, с одной стороны, приводит к уменьшению максимальных температур сгорания и уменьшению выбросов NO_x, а с другой стороны, — к более полному сгоранию топлива и снижению эмиссии CH_x.

В то же время увеличение содержания РМ в смесевом биотопливе C_{PM} с 0 до 60 % приводит к росту на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельных интегральных выбросов монооксида углерода e_{CO} с 3,482 до 3,772 г/(кВт · ч), т. е. на 8,3 %. Причем максимум выбросов монооксида углерода (e_{CO} = 3,880 г/(кВт · ч)) отмечен при концентрации РМ в смесевом биотопливе C_{PM} = 40 %. Такой рост выбросов монооксида углерода СО объясняется снижением температур сгорания при работе на смесевом биотопливе, а также некоторым увеличением часового расхода этого топлива (на 6—10 %) и с соответствующим повышением мощности дизеля.

Вывод. Проведенный комплекс расчетных и экспериментальных исследований показал эффективность использования смесевых биотоплив на основе РМ в дизеле Д-245.12С и возможность минимизации выбросов токсичных компонентов ОГ путем оптимизации состава смесевого биотоплива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2004. — 344 с.
2. **Работа** дизелей на нетрадиционных топливах: Учебное пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
3. **Льотко, В.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [Текст] В. Льотко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
4. **Девянин, С. Н., Марков В. А., Семенов В. Г.** Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. — М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. — 340 с.
5. **Каргиев, В.** Законодательные инициативы Европейского Союза по стимулированию применения альтернативных видов топлива для транспорта и энергоснабжения [Текст] / В. Каргиев // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2005. — № 5. — С. 56—59.
6. **Кириллов, Н. Г.** Альтернативные моторные топлива XXI века [Текст] / Н. Г. Кириллов // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2003. — № 3. — С. 58—63.
7. **О содействии** использованию биогорючего и других видов горючего на транспорте (Извлечение). Директива 2003/30/ЕС Европейского Парламента и Союза от 8 мая 2003 г. / Масложировая промышленность. — 2005. — № 4. — С. 18.
8. **Смайлис, В.** Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения [Текст] / В. Смайлис, В. Сенчила, К. Берейшене // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 45—49.
9. **Kinoshita E., Hamasaki K., Jaqin C.** Diesel Combustion of Single Compositions of Palm Oil Methyl Ester // SAE Technical Paper Series. — 2003. — № 2003-01-1929. — P. 1—10.
10. **Myo T., Hamasaki K., Kinoshita E.** et al. Diesel Combustion Characteristics of Coconut Oil Methyl Ester // Transactions of the JSME. Ser. B. — 2006. — Vol. 72. —№ 715. — P. 846—851.
11. **Грехов, Л. В.** Программное обеспечение для оптимизации топливной аппаратуры и рабочего процесса малотоксичного дизеля [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, А. С. Кулешов // Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Матер. науч.-техн. конф., посвященной 30-летию ЯЗДА — Ярославль, 2002. — С. 60—63.
12. **Сайт** http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm
13. **Грехов, Л. В.** Использование линеаризованного метода распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях [Текст] / Л. В. Грехов // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. науч. тр. МАМИ. — 1999. — Вып. 16. — С. 81—87.
14. **Иващенко, Н. А.** Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грехов. — Барнаул — М.: Изд-во АлтГТУ им. И. И. Ползунова, 2002. — 166 с.
15. **Javanaud C., Rahalkar R. R.** Velocity of Sound in Vegetable Oils // Fett Wissenschaft Technologie = Fat Science Technology. — 1988. — Jg. 90. — № 2. — S. 73—75.
16. **Tat M. E., Van Gerpen J. H.** Effect of Temperature and Pressure on the Speed of Sound and Isentropic Bulk Modulus of Mixtures of Biodiesel and Diesel Fuel // Journal of the American Oil Chemists' Society. — 2003. — Vol. 80. — № 11. — P. 1127—1130.
17. **Varde K. S.** Soy Oil Sprays and Effects on Engine Performance // Transactions of the ASAE. — 1984. — Vol. 27. — № 2. — P. 326—330, 336.
18. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
19. **Характеристики** процесса топливоподачи и показатели быстроходного дизеля, работающего на дизельном топливе и рапсовом масле [Текст] / С. В. Гусаков, Н. Н. Патрахальцев, П. Р. Вальехо Мальдонадо и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. — 2009. — № 2. — С. 58—71.

Contents

2 Vehicles that have no equal
Interview of *Ya. E. Karpovsky*, *supervisor of correspondent post of "Truck" magazine in the Republic of Belarys*, with G. A. Sinegovsky, General Director of UE MWTP, laureate of the National Award of rhe Republic of Belarys

12 *Antropov B. S. Doctor of technical Science, professor, member of the Academy of transport RF, Kondakov S. G. Acting dean of the faculty of the Automobile engineering, Gusyatinsky S. A.* This article is about method of oil consumption measuring in diesel engines.

Postgraduate of the "Automobile transport" sub-faculty.

Keywords: consumption of oil, diesel engine, resourse, run, lubrication, system, oil waste, fuel.

14 *Sinelnikov A., Doctor of Science, Associate Professor.* Motor-car body materials, emergency load and deformation, technology and equipment for restoration of body and cabin strength parameters and geometrics

The article provides the information on body materials, used in production of to date motor-cars of domestic and foreign manufacture. It gives characteristics of main kinds of car collisions. The article also characterizes emergency load and deformation of body elements depending on driving speed. It represents contemporary technology and equipment for restoration of strength parameters and geometrics of car body and cabin. The article describes methods of regulation of repair works as to motor bodies, cabins and surfacing.

Keywords: car body, materials, emergency load, emergency deformation, body restoration, repair equipment, standard time.

23 *Baburchenkov M. F.*, candidate of the technical sciences Edge effect of residual stresses. The decay of residual stresses is prospected in cylinders in the field of an end face for various technological processes. The analysis is based on the decision of a problem of the theory of elasticity of the cylinder of finite length at exact satisfaction of boundary conditions. The decision is based on application of biharmonic function in the form of Dyne series.

It is shown that depth of edge effect does not exceed radius from butt end. Results of the analysis can be used for the selection of constructive elements of shaft ends, mill roll lengths, workpieces, center shafts and lengths of test pieces.

Keywords: residual stresses—cylinder—edge effect.

30 *Faskhiev Kh.,* doctor of technical sciences, professor. Satisfaction of consumers and its estimation

Principles are formulated and the model of management is developed by satisfaction of consumers. It is offered to apply a method of profiles in which set of indicators are grouped in similar signs to measurement of satisfaction of consumers, complex and integrated values of the measured size are defined. The example of measurement of level of satisfaction of consumers of automobile factory is resulted.

Keywords: the consumer, satisfaction, an estimation, indicators, management model.

39 *Grekhov L. V. — D. Sc. (Eng.), professor of "Piston Engines" department of the Bauman Moscow State Technical University, Markov V. A. — D. Sc. (Eng.), professor of "Heat Physics" department of the Bauman Moscow State Technical University, Devyanin S. N. — D. Sc. (Eng.), head of "Tractors and Automobiles" department of the Moscow State University for Agriculture and Engineering n. a. V. P. Goryachkin.* "Fuel Injection Process Parameters and Characteristics of Diesel Engine Running on Mixture Biofuel"

Results of calculation research of fuel injection process for diesel engine D-245.12C running on diesel fuel and rapeseed mixture have been shown. Experimental research of diesel running on the mentioned mixtures of different composition has been conducted. Opportunities of exhaust gases toxicity characteristics improvement when using mixture biofuel have been shown.

Keywords: diesel engine, fuel injection process, diesel fuel, rapeseed oil, mixture biofuel, exhaust gases toxicity characteristics.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*
Сдано в набор 27.05.2009. Подписано в печать 03.07.2009. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,36. Заказ 540.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15