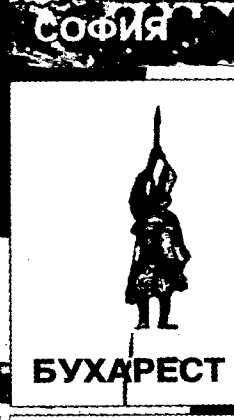
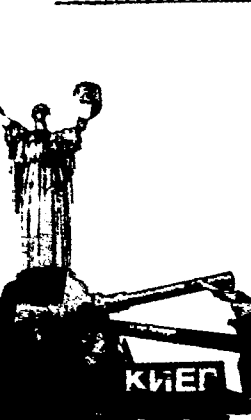


ISSN 0005-2337

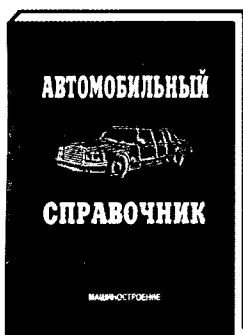
АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • 2005



ОАО "ИЗДАТЕЛЬСТВО "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

представляет



АВТОМОБИЛЬНЫЙ СПРАВОЧНИК

Б.С. Васильев,
М.С. Высоцкий,
К.Л. Гаврилов и др.;
Под общей редакцией
В.М. Приходько

Настоящее издание призвано оказать действенную помощь всем, кто занимается ремонтом и обслуживанием легковых и грузовых автомобилей. Специалисты и автолюбители найдут здесь ответы на многие интересующие вопросы.

В справочнике детально описаны диагностика автомобилей, в том числе их электронных систем, способы устранения различных неисправностей, ремонт и восстановление деталей, сборочных единиц. Приведены подробные сведения по ремонту кузовов. Даны технические характеристики автомобилей, двигателей, шин.

Читатели найдут здесь подробную информацию по отечественным топливам, маслам, смазкам, техническим жидкостям и их зарубежным аналогам. Представлена новая классификация автотранспортных средств. Множество иллюстраций, схем, конкретные рекомендации профессионалов и сведения из ГОСТов делают справочник незаменимым пособием для специалистов и автолюбителей.

Цена 440 р.



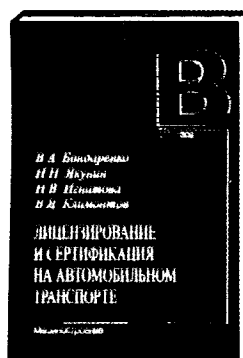
ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН СПРАВОЧНИК

Под редакцией
В.П. Иванова

Определены значение процесса восстановления деталей машин в структуре ремонтного производства, содержание процесса восстановления деталей и системы средств технологического оснащения. Приведены способы и средства для очистки деталей от эксплуатационных и технологических загрязнений, а также для определения состояния ремонтных деталей. Даны ремонтные материалы и рекомендации по их выбору; описаны технологии нанесения покрытий при создании ремонтных заготовок различными способами и определены рациональные области их применения. Обоснованы содержание и объемы организационной и технологической подготовки ремонтного производства.

Для специалистов ремонтного производства, преподавателей и студентов высших и средних учебных заведений.

Цена 440 р.



Бондаренко В.А.,
Якунин Н.Н.

ЛИЦЕНЗИРОВАНИЕ И СЕРТИФИКАЦИЯ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

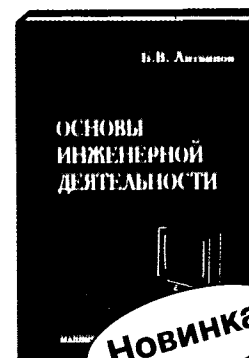
Учебное пособие.
2-е издание

Изложены методология и практическая реализация требований систем сертификации на автомобильном транспорте с учетом опыта практической работы в этой области, а также вопросы лицензирования автотранспортной деятельности.

Для студентов вузов автотранспортных специальностей и специализаций; полезно для работников автомобильного транспорта при подготовке к лицензированию и сертификации, а также организации автотранспортной деятельности.

Цена 275 р.

Литвинов Б.В.
ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ. КУРС ЛЕКЦИЙ
Учебное пособие



Пособие является введением в специальность. В нем изложены основы инженерной деятельности и связи ее с другими видами деятельности. Последовательно рассмотрены содержание математического аппарата современного инженера, его нормативная и творческая базы, требования к техническим устройствам, основы управления, формирование стратегических и тактических целей, определение направления работ, контроль их выполнения, принятие решений, прогнозирование, корпоративная этика и деловое поведение.

Для студентов технических и классических университетов и их профессорско-преподавательского состава.

Цена 275 р.

Заявки на книги направляйте в отдел реализации по факсу: (095) 269-48-97 (работает круглосуточно); по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4, ОАО "Издательство "Машиностроение".

Справки о наличии книг, выписке счетов и отправке изданий по телефонам: (095) 269-66-00, 269-52-98

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2005

"ВСЕ ДЛЯ ФРОНТА, ВСЕ ДЛЯ ПОБЕДЫ!"

Когда читатель откроет этот номер журнала, он уже будет знать: 9 мая 2005 г. в Москве состоялся парад, посвященный 60-летию завершения Великой Отечественной войны — Дню Победы. И что главным событием этого парада стало участие в нем ветеранов, фронтовиков и тружеников тыла военного времени. Причем открыли его те, кто с оружием в руках, вместе с миллионами павших и оставшихся в живых, отстоял свободу и независимость нашей Родины, обеспечил жизнь нынешнего и будущих поколений. Их приветствовали тысячи москвичей и гостей столицы, увидели на экранах телевизоров миллионы людей в России, других странах СНГ и дальнего зарубежья. И тех, кто имел и имеет отношение к отечественному автомобилестроению (да и автомобилистов вообще), очень обрадовал тот факт, что сводная колонна ветеранов прошла перед трибунами на автомобилях, стилизованных под знаменитые "трехтонки" ЗИС-5, верно служившие делу Победы в течение всех долгих четырех лет войны, а затем помогавшие восстанавливать народное хозяйство, строить новые города и заводы, сеять и убирать хлеб.

Вклад этих машин-работяг, как и машин с маркой "ГАЗ", "ЯАЗ" и др., в разгром фашистских орд, вторгшихся на нашу землю 22 июня 1941 г., поистине уникален. Причем на всех этапах Великой Отечественной войны.



Горькие дороги отступления

Например, уже в первые ее недели, когда немецкой авиации удалось уничтожить значительную часть наших самолетов на аэродромах и благодаря этому получить возможность разрушать города и села, железнодорожные мосты и узлы, автомобильный транспорт во многих случаях оставался почти единственным средством перевозки войск, доставки боеприпасов, эвакуации раненых и спасения гражданского населения — детей, женщин, стариков, ставших беженцами.

Во время оборонительного сражения, а затем и разгрома группы армий "Центр" под Москвой автомобильным транспортом было перевезено значительное количество войск и материальных средств, причем для только что создаваемых частей и подразделений — истребителей танков он стал, по существу, главным условием успеха, обеспечивая им высочайшую маневренность, способность к быстрому реагированию на появление новых танкоопасных направлений.

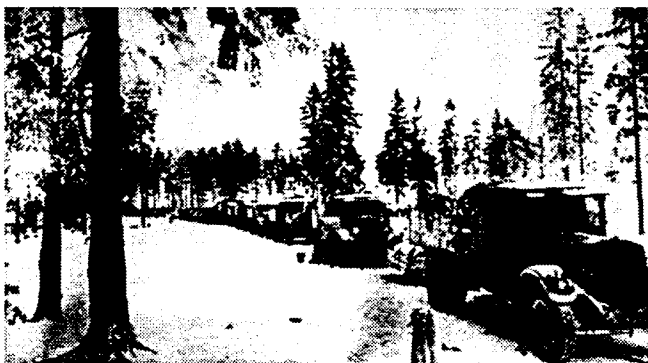
Вечным памятником истории останется подвиг автомобилистов, работавших на "Дороге жизни": они спасли многие десятки тысяч ленинградцев, без них вряд ли была бы столь стойкой и долгой оборона нашей северной столицы.

В ходе войны роль автотранспорта непрерывно возрастала: автомобильные войска совершенствовались организационно, командование войсковых соединений приобретало опыт их наиболее эффективного применения, в том числе массированного использования в необходимых случаях.

Так, при подготовке и в ходе контрнаступления под Сталинградом три участвовавших в нем фронта (Донской, Сталинградский и Юго-Западный) имели в своем распоряжении 9297 грузовых автомобилей. И когда отрыв наступающих частей от железных дорог достиг 250—300 км и более (например, с выходом Юго-За-



В снегах Подмосковья



На "Дороге жизни": перед спуском на лед

падного фронта к станции Морозовской он составил 300 км, а у Батайска — 500 км), эти автомобили и грамотно организованная их работа (военный совет фронта установил четкий порядок: автомобильные части и подразделения сосредоточивают свои усилия главным образом на подвозе материальных средств войскам ударных группировок, действующим на основных направлениях, — танковым и механизированным корпусам) позволили сохранить высокие темпы наступления, не дать возможности фашистским войскам закрепиться на новых рубежах. И тем самым сократить боевые потери и спасти от угона в Германию многие сотни тысяч советских людей, оказавшихся на временно оккупированной территории.

Во время контрнаступления фронтовой и армейский автотранспорт (а нередко и войсковой) работал, по сути, параллельно и круглосуточно. До минимума были сокращены простои автомобилей под загрузкой и разгрузкой; на дорогах функционировали пункты питания, дозаправки топливом и технического обслуживания; движение регулировалось. В результате среднесуточный пробег одного автомобиля составил 400—500 км — величину, которая считается вполне приемлемой даже для современных, более мощных и более скоростных АТС.

В 1943 г. военный автомобильный транспорт перевез 18 млн т армейских грузов и 4,1 млн т грузов народнохозяйственного назначения, а на заключительном этапе войны (январь 1944 — май 1945 гг.) на него зачастую падала основная нагрузка по материальному обеспечению ширококомандных операций как отдельных фронтов, так и групп фронтов, т. е. операций, которые военные историки в свое время назвали "десять сталинских ударов".

Например, уже на первом из них, начавшемся в январе 1944 г. и известном как окончательное снятие

блокады Ленинграда, командование вермахта применило новую тактику: немецкие войска при отступлении полностью, на 100 %, разрушали не только железнодорожные узлы и станции, их инфраструктуру (водокачки, стрелочное хозяйство, связь и т. д.), но и сами железнодорожные пути на перегонах, увозя рельсы, разрезая с помощью специальных машин шпалы, срывая наиболее высокие участки дорожных насыпей. Не говоря уже о мостах.

Наши железнодорожные части, несмотря на все их усилия, не успевали так быстро, как того требовала боевая обстановка, восстанавливать разрушенное, поэтому отрыв наступающих войск от действующих железных дорог порой достигал 120 км. Тем не менее военные автомобилисты, работая на плече 100—200 км, все-таки доставляли передовым частям все необходимое — боеприпасы, топливо для танков и самолетов, продовольствие, военное снаряжение, эвакуировали раненых, подвозили пополнение. Достаточно сказать, что в этой операции автомобильный транспорт перевез 250 тыс. т грузов и 80 тыс. человек.

Не менее характерны и мартовские операции 1944 г. на правобережной Украине: они проходили в период весенней распутицы, о которой командующий Первым Украинским фронтом И. С. Конев писал позднее: "Наступившая распутица и начавшиеся дожди еще более ухудшили состояние грунтовых дорог, и движение автотранспорта на всем их протяжении было крайне затруднено. В местах подъемов и спусков без средств буксировки было невозможно въехать в гору или спуститься с горы. Мы мобилизовали для продвижения автотранспорта все. Для буксировки машин и перевозок грузов использовались все имеющиеся в частях тракторы. Выделены были для этой цели танки и бронетранспортеры. На отдельных участках для проталкивания машин создавались бригады из местного населения..."

И автомобилисты с поставленной задачей справились. Например, 20-я автомобильная бригада этого фронта в ходе операции перевезла более 100 тыс. т грузов на расстояние 120—250 км, выполнив 24 тыс. машино-рейсов. При этом общий пробег ее автомобилей составил 4,75 млн км.

Огромную работу проделал автомобильный транспорт при подготовке и, особенно, в ходе освобождения Белоруссии (операция "Багратион"). Здесь, например, вследствие чрезвычайно высоких темпов наступления Первого Белорусского фронта его войска оторвались от баз снабжения на 400—500 км. Задачу обеспечения боевых действий, как это было уже не раз, решили автомобилисты, централизованная и хорошо организованная их работа. На всех трассах располагались контрольно-диспетчерские офицерские пункты, через которые поддерживалась постоянная связь с автоколоннами; развертывались пункты технической помощи, питания и отдыха водителей; была отлажена, в том числе силами партизан, охрана дорог от "блуждающих" в минском "котле" немецких частей и подразделений.

Все это обеспечило высокую эффективность перевозок: среднесуточный пробег автомобилей достигал 300—350 км, и за период операции автотранспорт фронта перевез 560 тыс. т грузов и 63,3 тыс. человек. Всего же в ходе операции автомобили фронтов и армий доставили войскам более 1,2 млн т боеприпасов, топлива, продовольствия и других материальных средств.



Фронтовые дороги правобережной Украины

Автомобилисты в операциях 1944 г. перевозили не только материальные средства. Например, в Яссо-Кишиневской они обеспечивали оперативные переброски войск. Так, 28 августа 1944 г. уже упоминавшейся 20-й бригаде Второго Украинского фронта была поставлена задача перевезти две стрелковые дивизии из района Текучи и 1-ю румынскую дивизию из района Ясс в Бухарест. Что и было сделано к утру 31 августа. Результат: оперативная передислокация войск, выполненная при неоднократных нападениях противника на автоколонны, тем не менее стала для него полной неожиданностью и дала возможность овладеть столицей Румынии почти без потерь. То есть крупный маневр автомобильным транспортом фактически решил исход операции.

В наступательных операциях 1945 г., для которых характерны высочайшая концентрация войск и боевой техники, а также огромный расход материальных средств, роль автотранспорта вообще была беспрецедентной. Об этом говорят цифры из документов того времени.

При подготовке Висло-Одерской операции только на Магнушевский плацдарм (р. Висла) автотранспорт доставил 500 тыс. т боеприпасов и других грузов. В ходе же самой операции его работа стала еще более напряженной: среднемесячный пробег АТС фронтового звена составил 4600—4850 км, звена армейского — 3500—4600 км. Причем коэффициент технической готовности автомобильного парка не опускался ниже 0,9.

С 16 апреля 1945 г. войска Первого, Второго Белорусских и Первого Украинского фронтов начали Берлинскую операцию, завершившуюся полным разгромом вермахта и безоговорочной капитуляцией фашистской Германии. Автомобильные перевозки в ней были поистине огромными: на Первом Белорусском фронте они составили 469,9 тыс. т грузов, на Втором Белорусском — 372,3, на Первом Украинском — 391 тыс. т. В сумме — 1 млн 233 тыс. т, что значительно превысило объемы перевозок, выполненные железнодорожным и речным транспортом. И эффективность перевозок была достаточно высокой: среднесуточный пробег автомобиля достигал 350 км. Причем автомобильные части занимались, как и в некоторых других операциях, не только доставкой грузов, но и способствовали маневру войск. Например, в ходе боевых действий Первого Украинского фронта по решению его командующего они перевезли на расстояние 200—300 км 13 стрелковых дивизий и два полка. Выполняли они задачи и по маневрированию силами и средствами между фронтами: 4-я истребительно-противотанковая бригада за три ночных перехода совершила 750-километровый марш, в том числе первые 350 км прошла за 10 ч; 10-я истребительно-танковая бригада за пять суток перевезла группу войск на расстояние, равное 1300 км, при этом дважды форсировала р. Дунай.

Приведенные факты свидетельствуют: автомобиль был одной из важнейших составляющих в деле разгрома гитлеровской Германии и ее союзников. Причем, и это надо особенно подчеркнуть, автомобиль отечественного производства.

За годы предвоенных пятилеток наше автомобилестроение, как известно, выпустило 1 млн 39 тыс. грузовых автомобилей, 120,5 тыс. автомобилей легковых и 13,6 тыс. автобусов. То есть 1 млн 973 тыс. ед. авто-

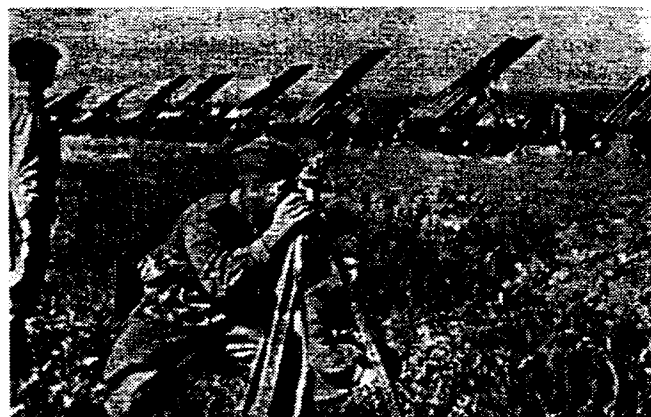


ЗИС-6 из батареи капитана Флерова

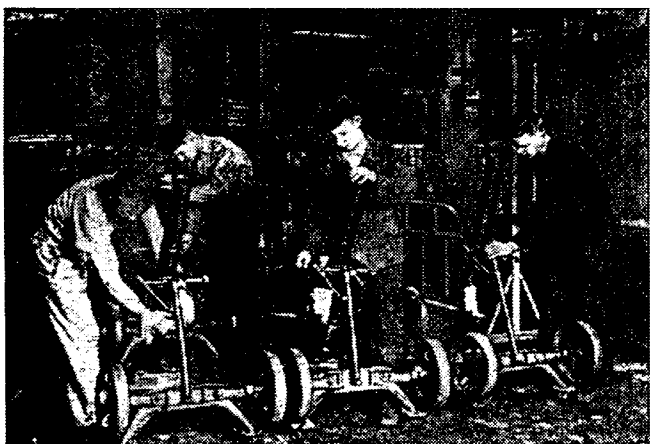
мобильной техники. Из них 272,6 тыс., или 19,9 %, находилось в составе войск Красной Армии. После начала Великой Отечественной войны значительная часть АТС, задействованная в народном хозяйстве, тоже стала работать в ее интересах. Кроме того, за годы войны автомобильная промышленность изготовила 205 тыс. АТС. Таким образом, даже самые прикидочные расчеты показывают, что непосредственное участие в боевых действиях приняли как минимум 1 млн автомобилей и автобусов, изготовленных ЗИСом, ГАЗом, ЯАЗом и созданных в годы войны филиалами ЗИСа на Урале. Это больше, чем смогли поставить вермахту собственные автозаводы Германии и почти втрое больше поставок Советскому Союзу по ленд-лизу.

Вполне оправдала себя и принятая в то время в отрасли стратегия, предусматривающая производство сравнительно небольшого числа моделей и модификаций АТС, но — надежных и хорошо приспособленных к эксплуатации на плохих дорогах и в условиях бездорожья, способных работать на имеющемся в стране топливе, не требующих высокой квалификации водителей и обслуживающего персонала, технологичных и дешевых в изготовлении и при ремонте. Другими словами, моделей и модификаций, которые в настоящее время называют автомобилями двойного назначения.

Так, базовой моделью семейства автомобилей ЗИС был ЗИС-5 — двухосный, неполноприводный, грузоподъемностью 3 т, оснащенный бензиновым двигате-



Курская битва: дивизион "катюш" готов к залпу



В минометном цехе ЗИСа

лем мощностью 57,3 кВт (73 л. с.), который по проходимости, нетребовательности к качеству топлива и ряду других эксплуатационных свойств не только не уступал собраным со всех стран Европы автомобилям германской армии, но даже превосходил их. (Например, зимой 1941 г., в ходе боев под Москвой, у немцев возникли проблемы с пуском автомобильных двигателей в сильные морозы.) Именно поэтому даже упрощенный (военный) вариант ЗИС-5 с апреля 1942 г. и до конца войны стоял на производстве УАЗа, а с июля 1944 г. — и УралАЗа (соответственно ЗИС-5В и Урал-ЗИС-58), организованном на базе технологического оборудования Московского автозавода имени И.В. Сталина.

Но ЗИС в предвоенные годы занимался не только грузовым автомобилем двойного назначения. У ЗИС-5 были и несколько чисто армейских модификаций. Наиболее известная из них — трехосный ЗИС-6: на его шасси монтировали реактивную установку залпового огня, впервые примененную в июле 1941 г. под Оршей (батарея капитана Флерова). Кроме того, на шасси ЗИС-6 изготавливали тяжелые бронеавтомобили БА-11 (с бензиновым двигателем) и БА-ПД (с дизелем), имевшие пушечно-пулеметное вооружение и очень хорошо себя зарекомендовавшие в приграничных сражениях, а также в битве под Москвой.

Свою роль сыграли и такие модификации ЗИС-5, как газобаллонная и газогенераторная, но особенно — полугусеничная ЗИС-32 со всеми ведущими колесами, а также созданные на ее основе боевые машины БА-30 и БА3. (Последняя, по сути, открыла новое направление развития бронированных машин — бронетранспортеров, предназначенных для перевозки стрелковых подразделений в условиях бездорожья и на поле боя.)

В самом трудном для нашей страны году, 1942, группа конструкторов (Г.А. Сонкин, А.Ф. Андропов, Г.П. Арманд, Д.Д. Мельман, Г.Л. Граль и др.) в течение нескольких месяцев разработали, а производственники организовали выпуск еще одной модификации ЗИС-5 — автомобиля-вездехода ЗИС-42, который впервые применили на Сталинградском фронте в качестве тягача-буксировщика дивизионной артиллерии.

Но было бы ошибкой не сказать о вкладе в Победу и других автозаводов. И прежде всего — ГАЗа.

Его основной продукцией в предвоенные годы были две базовые модели АТС — грузовой ГАЗ-ММ и легковой М-1. Причем первая из них имела пять мо-

дификаций (трехосный ГАЗ-ААА, полугусеничный ГАЗ-60, газобаллонный ГАЗ-44, газогенераторный ГАЗ-42, самосвал ГАЗ-410), вторая — две: ГАЗ-11-73 с шестицилиндровым бензиновым двигателем и М-415 с кузовом пикап. Но с началом войны номенклатура выпуска несколько изменилась: в ней остались ГАЗ-ММ, ГАЗ-ААА, ГАЗ-60 и М1, но добавились санитарный автомобиль ГАЗ-55, штабной автобус ГАЗ-05-193, командирский автомобиль ГАЗ-61 и джип ГАЗ-64 (с конца 1942 г. — ГАЗ-67), а с весны 1942 г. — и бронеавтомобиль БА-64.

Ярославский автозавод, ЯАЗ, в период июнь 1941 г. — февраль 1942 г. продолжал выпуск грузовых автомобилей ЯГ-6А, но в очень незначительных объемах. Однако в начале 1942 г. завод получил задание освоить выпуск гусеничного тягача для буксировки корпусной артиллерии, разработанного в НАТИ. Этот тягач, Я-12, в войска начал поступать в августе 1943 г. Затем, когда поставки импортных дизелей прекратились, завод организовал выпуск его модификации Я-13Ф с двигателем ЗИС-5МФ. Общий выпуск тягачей за годы войны составил 1 666 ед.

Московский автозавод имени КИМ в начале войны успел изготовить лишь небольшое количество штабных автомобилей на шасси своего легкового автомобиля КИМ-10, а затем был эвакуирован в Свердловск (Екатеринбург), где и влился в предприятия, изготавливавшие танки.

Таким образом, автомобилестроительная отрасль страны после начала Великой Отечественной войны продолжала работать. Достаточно сказать: за 1941 г. она выпустила 114 677 грузовых автомобилей, 5 472 автомобилей легковых и 4 027 автобусов, т. е. 124 176 ед. автомобильной техники. Что было лишь на 14,6 % меньше объемов выпуска в предвоенном 1940 г. И это — в неимоверно тяжелых условиях: основные поставщики листовых автомобильных сталей и многих других материалов оказались на территории, оккупированной врагом; ЗИС в октябре 1941 г. пришлось эвакуировать на Восток и там практически заново создавать его филиалы; ЯАЗ попал в положение чуть ли не полной изоляции от остальной территории государства. А главное, на фронт ушли многие квалифицированные работники автозаводов. Например, с ЗИСа — более 16 тыс. человек. Их места занимали женщины и подростки, полные энтузиазма, но, к сожалению, не имевшие ни знаний в автомобильном деле, ни опыта



Сборка артиллерийских тягачей Я-12

работы. Кроме того, оставшиеся в Москве части коллективов ЗИСа и Завода имени КИМ, а также ЯАЗа в Ярославле пришлось переключить на производство того вооружения, которого в то время катастрофически не хватало войскам.

Так, в цехах ЗИСа в рекордно короткие сроки был налажен массовый выпуск автоматов ППШ, минометов, снарядов, мин, а несколько позже — противотанковых орудий, ставших мощным средством борьбы с новыми немецкими танками. В корпусах Завода имени КИМ ремонтировали танковые двигатели, а затем стали делать запасные части к автомобильной технике, поставляемой по ленд-лизу. ЯАЗ переключился на изготовление 13 изделий военного назначения — корпусов артиллерийских снарядов, солдатских котелков, саперных лопат и т. п. И ГАЗ выпускал не только автомобильную технику (в годы войны он поставил Вооруженным Силам более 150 тыс. АТС), но и минометы, и снаряды для "катюш". И легкие танки. Причем многие до сих пор не знают, что более 28 % танков, принявших участие в Великой Отечественной войне, были изготовлены на ГАЗе. Как и то, что именно специалисты ГАЗа (А.А. Липгарт, А.М. Кригер и др.) внедрили в конструкцию танков много того, что повысило их боевую живучесть, надежность и маневренность, а технологи применили довольно необычное для танкостроения решение: штамповать большинство деталей. В результате сроки начала выпуска танков удалось сократить на 13 дней. Что это означало для осени 1941 г., объяснять, думается, не нужно.

"Все для фронта, все для победы!" Этот лозунг стал для автомобилестроителей страны не только призывом, но и сутью всей их жизни. Вчерашние домохозяйки и школьники под руководством тех, кто по возрасту или болезни не смог уйти на фронт, в невиданно короткие сроки осваивали станки и другое оборудование. Более того, достигали на нем высочайшей производительности труда. Вот несколько рядовых примеров.

Когда коллективу ЯАЗа поставили задачу освоить производство вооружения и военного снаряжения, его работники, применив скоростные методы проектирования, за 20 дней (вместо 200 по довоенным нормам) сумели разработать и изготовить все необходимое оборудование и оснастку, а затем резко наращивать выпуск военной продукции: в июне 1941 г. она составила 2,2 % общего заводского выпуска, в июле — 5,2, в августе — 10, в сентябре — 27, а в октябре — 46 %.

Огромную роль в деле увеличения объемов выпуска военной техники сыграло движение под девизом "Работать без усталости, не уходить из цеха, не выполнив производственного задания", инициатором которого стала молодежь ГАЗа. Например, В. Шубин в один из дней выполнил 19 норм. Это движение стало всесоюзным, благодаря чему производительность труда в комсомольско-молодежных бригадах возросла вдвое.

Широко известными в то время стали и многие другие имена — сталевара Л.З. Бронникова, инициатора скоростных плавок; А.Н. Воронова, предложившего мастерам трудиться в свободное от работы время в качестве рабочих-станочников; бригадира слесарей С.Х. Ибрагимова, организовавшего скоростной (6 суток вместо 45) ремонт оборудования; кузнеца Е.В. Куратова, удвоившего производительность труда при нагреве заготовок, и других.



Переправа через Западную Двину

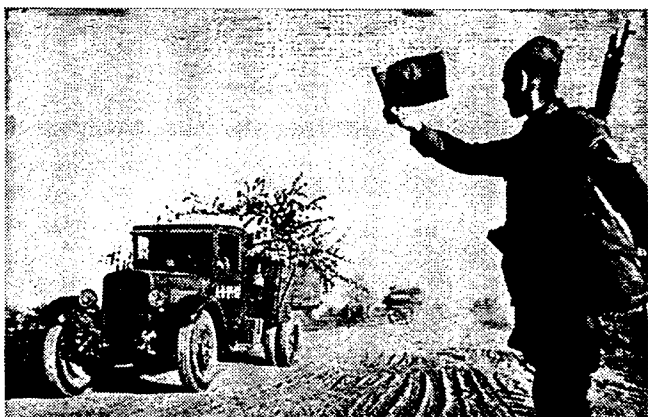
В дни боев под Москвой бригадир токарей цеха автоматов московского ГПЗ-2 М.А. Кожевников возглавила движение за работу без наладчиков при одновременном повышении производительности труда — движение, которое тоже вскоре стало массовым. Тогда же на ГПЗ-1 по почину Е.Г. Барышниковой началось движение за перевыполнение производственных заданий при сокращенном числе работающих. В результате уже через несколько дней на заводе было освобождено 182 работника, а через месяц на предприятиях страны — 17 802 рабочих. Спустя полгода, когда к этому движению присоединились трудовые коллективы 15 780 бригад, высвободилось 52 100 человек.

Таких и подобных им примеров было великое множество. Причем не только в среде непосредственных изготовителей военной продукции, рабочих. Свое веское слово сказали и инженерно-технические работники, снабженцы, финансисты, работники кадровых служб и т. д. Например, "азбучным" примером стали решения конструкторов и технологов по упрощению конструкции и технологии изготовления автомобилей военного времени: кабина, обшитая деревом; отсутствие тормозов на передних колесах; одна левая головная фара и т. д. Но сейчас мало кто знает, что, скажем, Моторный завод в Миассе (УралАЗ) строили в лесу, работать на нем начали 2 тыс. эвакуированных с ЗИСа и 5 тыс. новичков, набранных на месте. И он начал выдавать двигатели и коробки передач уже в апреле 1942 г.

До конца выполнили свой долг и те автомобилестроители, кто принимал непосредственное участие в боевых действиях.

Как уже упоминалось, только ЗИС отправил на фронт 16 тыс. своих работников. Из них, а также работников ГПЗ-1 и НАТИ формировались добровольческие отряды московского ополчения, а в июле 1941 г. из них, добровольцев ГАЗа и Харьковского тракторного завода были сформированы две танковые бригады — 121-я и 122-я. Первая вскоре стала 27-й гвардейской имени Наркомсредмаша и с боями дошла до Праги, а вторая преобразовалась в 209-й гвардейский самоходный полк и закончила войну в столице Австрии Вене. В течение четырех лет войны эти части пополнялись людьми и техникой, прибывавшими с ЗИСа, ГАЗа, ЯАЗа и ХТЗ.

Многие тысячи автомобилестроителей воевали в других частях и соединениях, в партизанских отрядах. Значительная их часть, к сожалению, не дожила до Победы. В их числе горьковский автозаводец политрук Николай Фильченков, вместе со своими товарищами-матросами бросившийся со связкой гранат под



На Берлин!

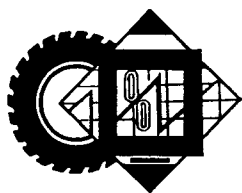
фашистские танки у стен Севастополя; слесарь-инструментальщик на ЗИСе, а затем командир пулеметного взвода Рубен Ибаррури, павший смертью храбрых, обороняя Сталинград; воспитанник ГАЗа Юрий Смирнов, ставший воином-разведчиком и зверски замученный фашистами в дни освобождения Белоруссии. Все они посмертно стали Героями Советского Союза. Орденом Ленина был отмечен подвиг Н.В. Похлебаева, выросшего на ГПЗ-1: он участвовал в уничтожении палача белорусского народа гауляйтера В. Куба и погиб в застенках гестапо.

Героями Советского Союза завершили войну работник ЗИСа летчик-разведчик А.Г. Курзенков; электромонтер с ЯАЗа, ставший летчиком-штурмовиком,

Б.Д. Шапов; воспитанники ГПЗ-1 летчик П.И. Романов, совершивший более 200 боевых вылетов, и один из выдающихся снайперов И.И. Бочаров; слесари Мытищинского машиностроительного завода М.И. Толмачев и А.И. Егоров. Десятки тысяч были награждены орденами и медалями СССР.

Не остались незамеченными и трудовые подвиги рабочих, инженеров, техников, конструкторов и ученых автомобильной промышленности. Так, за успешное выполнение заданий по выпуску автомобильной и другой военной техники, в том числе новых ее видов и моделей, ЗИС был удостоен орденов Ленина и Трудового Красного Знамени, ГАЗ — орденов Ленина, Красного Знамени и Отечественной войны I степени, ГПЗ-4, КАТЭК и "Красная Этна" — ордена Ленина; ГПЗ-2, ГПЗ-3 и "Автоприбор" (г. Владимир) — ордена Трудового Красного Знамени, Мытищинский машиностроительный завод — ордена Отечественной войны I степени. Заслуженные награды получили десятки тысяч тружеников тыла. Многие специалисты стали лауреатами Сталинской премии.

Обо всем этом еще раз напомнила колонна ветеранов-воинов и ЗИС-5, прошедшая на параде 9 мая 2005 г. Она — символ Победы, гордость за прошлое: несмотря на невероятные трудности и потери, то поколение людей и машин выстояло и победило в жесточайшей из известных человечеству войн. И в то же время она — своего рода упрек детям и внукам, не сумевшим сохранить главное из завоеванного — единства и могущества великой державы.



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.33

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АТС ПО ИНТЕГРАЛЬНОМУ КРИТЕРИЮ

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ, Т.А. ШИШМЕНЦЕВА,
И. Ф. ШАЙХУТДИНОВ

КамАЗ, КамПИ

Автомобильный транспорт — один из важнейших компонентов экономики России: ежедневно он перевозит 47 млн т грузов и 62 млн пассажиров. Что соответственно в 6 и 17 раз больше, чем железные дороги. Поэтому проблемы создания и эксплуатации транспортных средств давно уже переросли из чисто технических в экономические и социальные. Надежный, высокопроизводительный и одновременно дешевый автомобиль выгоден и производителю, и потребителю, и государству.

Такова логика экономики, работающей ради прибыли. И первым, кто должен подстраиваться к ней, — производитель.

Данная "подстройка" — дело, конечно, не простое. Но его уже в той или иной мере освоили уцелевшие автозаводы. Теперь все понимают, что принятые на этапах проектирования автомобиля технико-экономические показатели (ТЭП) — лишь один из возможных вариантов сочетания параметров, составленных с учетом требований потребителей. Оптимальными же считаются такие значения показателей качества, при которых достигается либо наибольший эффект от эксплуатации автомобиля при заданных затратах на его создание и эксплуатацию, либо заданный эффект при наименьших затратах, либо наибольшее отношение полезного эффекта к затратам.

Но это, так сказать, в теоретическом плане. Фактически же отечественные АТС, прежде всего грузовые автомобили, по многим технико-экономическим показателям, к сожалению, пока еще значительно уступают зарубежным аналогам. Например, себестоимость единицы автотранспортных перевозок в России в 1,5 раза, а связанный с ними расход топлива в 1,3 раза выше, чем в западных странах; экологическим нормам "Евро-1" соответствует лишь 64 % отечествен-



Рис. 1. Алгоритм оптимизации автомобиля по интегральному технико-экономическому критерию

ного парка АТС, используемых в международных перевозках, нормам "Евро-2" — 39 %, а нормам "Евро-3" — менее 9 %. Хотя последние в странах ЕС обязательны еще с 2000 г.

Причин тому великое множество. Но на одной из них следует остановиться особо. Это — необязательность процедуры оптимизации предварительно принятых для проектируемого АТС технико-экономических показателей. Автозаводы пока еще продолжают работать по принципу "что заказано, то и сделано". Хотя при общепринятой за рубежом технологии конструирования автомобилей оптимизация технико-экономических показателей давно уже стала нормой. Естественно, отработана и ее технология, которая предусматривает выбор обобщенного (интегрального) критерия оптимизации проектируемого автомобиля и его сравнение с аналогичным критерием конкурентной модели; определение тех единичных и комплексных его показателей, от которых зависит данный критерий; выявление зависимостей обобщенного критерия от показателей качества автомобиля; расчет методами

математического моделирования оптимальных значений технико-экономических его показателей.

У нас подход, на первый взгляд, такой же. Кроме одной "мелочи": критерий оптимизации, как правило, сравнивается с критерием оптимизации конкурентной модели. А без этого в рыночной экономике делать нечего: достигнуть планируемого значения какого-либо критерия совсем не означает, что проектируемое АТС будет лучше или хотя бы соответствовать уровню конкурентов-аналогов. Потребитель же сейчас свободен в выборе и, естественно, предпочтение отдаст модели, у которой технико-экономические показатели привлекательнее.

Учитывая сказанное выше, можно сделать вывод: российским производителям автомобильной техники пора всерьез заняться оптимизацией технико-экономических показателей проектируемых изделий. Наиболее целесообразный алгоритм такой оптимизации приведен на рис. 1.

При нем, в отличие от традиционного, технико-экономические показатели оптимизируются относительно критерия оптимизации конкурентной модели. В итоге техническое задание будет содержать такие значения параметров, которые по интегральному критерию оптимизации обеспечат безусловное превосходство проектируемой модели над аналогом-конкурентом. Но для этого приходится так "балансировать" критериями качества, чтобы параметры изделия соответствовали желаниям и потребителя, и производителя. Что, как известно, довольно сложно: часто их желания противоречивы. Однако точки соприкосновения всегда есть.

Так, технические параметры автомобиля обычно выбирают по заранее оговоренным критериям. Однако многие из последних не могут выходить за пределы, установленные законодательно. Например, полная масса двухосного одиночного грузового автомобиля по Директивам ЕС 85/3 должна быть не более 18 т. То есть разработчик, приняв в соответствии со спросом рынка грузоподъемность, равную 10 т, уже не может создавать модель, снаряженная масса которой превышает 8 т. Другими словами, полная масса автомобиля — показатель, не подлежащий оптимизации. Да и вообще у грузового автомобиля главных и основных параметров, подвергаемых оптимизации, немного, так как

Таблица 1

| № формулы | Формула | Примечание |
|-----------|--|---|
| 1 | $N_{\text{опт}} > N_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}[(m + g\gamma)\varphi + Wv^2/13 + P_{\text{xx}}]}{367\eta_{\text{тр}}(a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)}$ | v_{max} — максимальная скорость автомобиля, м/с; m — снаряженная его масса, кг; g — грузоподъемность, кг; γ — коэффициент использования грузоподъемности; $W = 0,18 + 0,35 \alpha_a \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ — фактор обтекаемости; φ — коэффициент сопротивления движению; P_{xx} — сила сопротивления трансмиссии при работе двигателя на режиме холостого хода; a, b, c — эмпирические коэффициенты; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии; $\lambda = 0,9 + 1$ — отношение частоты вращения коленчатого вала при v_{max} к частоте $N_{\text{емax}}$ |
| 2 | $УЭЗ = \sum_{t=1}^{t_{\text{ca}}} \frac{S_{\text{экснт}} \cdot (1+i)^{-t}}{W_t} \rightarrow \min$ | t — время с начала эксплуатации автомобиля, годы; $t_{\text{сл}}$ — предельный срок его службы, годы; $S_{\text{экснт}}$ — эксплуатационные затраты в t -ом году; W_t — производительность автомобиля в t -ом году; i — прогнозируемый среднегодовой темп инфляции |

Таблица 2

| Производитель | Модель двигателя | Мощность, кВт (л. с.) | Экологичность | Цена, тыс. руб. |
|-----------------|------------------|-----------------------|---------------|-----------------|
| "Камминз" (США) | М-11Е | 258 (350) | "Евро-2" | 278 |
| КамАЗ | КамАЗ-740.50-360 | 265 (360) | То же | 220 |
| ЯМЗ | ЯМЗ-238 ФМ | 236 (320) | "Евро-0" | 210 |
| То же | ЯМЗ-238 ПМ | 206 (280) | То же | 195 |
| КамАЗ | КамАЗ-7403.10 | 191 (260) | " | 185 |
| То же | КамАЗ-740.11-240 | 177 (240) | "Евро-1" | 190 |
| " | КамАЗ-740 | 155 (210) | "Евро-0" | 180 |
| " | КамАЗ-740Э | 132 (180) | То же | 168 |

Таблица 3

| Параметр ¹ | Проектируемый | КамАЗ-53212 |
|--|---------------|-------------|
| Тип автомобиля | Общепортный | Общепортный |
| Колесная формула | 4×2 | 6×4 |
| Грузоподъемность, т | 10 | 10 |
| Снаряженная масса, т | 8,0 | 8,2 |
| Максимальная скорость, км/ч | 125 | 100 |
| Номинальная мощность двигателя, кВт (л. с.) | 257,3 (350) | 154,4 (210) |
| Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м) | 1831 (137) | 637,4 (65) |
| Динамический фактор на I передаче | 1,00 | 0,315 |
| Контрольный расход топлива, л/100 км | 30 | 27 |
| Коэффициенты: | | |
| использования мощности двигателя | 0,64 | 0,64 |
| сопротивления качению шин | 0,018 | 0,018 |
| сопротивления дороги | 0,027 | 0,027 |
| учета рельефа местности | 0,89 | 0,89 |
| использования грузоподъемности | 0,8 | 0,8 |
| использования пробега | 0,6 | 0,6 |
| накладных расходов | 1,6 | 1,6 |
| учета затрат на запасные части | 1,7 | 1,7 |
| Длина грузовой ездки, км | 20 | 20 |
| Время в наряде, ч | 7 | 7 |
| Число календарных дней | 300 | 300 |
| Число дней в капитальном ремонте | 22 | 22 |
| Пробег до капитального ремонта, тыс. км | 500 | 350 |
| Простои по организационным причинам, дни | 15 | 15 |
| Срок службы автомобиля, лет | 8 | 8 |
| Годовой темп роста эксплуатационных затрат на ТО и ТР, % | 5,0 | 5,0 |
| Стоимость топлива, руб./л | 1,20 | 1,20 |
| Плотность топлива, кг/л | 0,95 | 0,95 |
| Теплотворная способность топлива, кДж/кг | 42700 | 42700 |
| КПД двигателя | 0,32 | 0,32 |
| Часовая тарифная ставка ремонтника, руб./ч | 5,00 | 5,00 |
| Стоимость шины, руб. | 1000 | 835 |
| Удельный износ шин, мм/1000 км | 0,18 | 0,25 |
| Цена автомобиля, тыс. руб. | 278,2 | 168,4 |
| Норма амортизации на 1000 км, % | 0,17 | 0,17 |
| Годовой фонд рабочего времени механика, ч | 2095 | 2095 |
| Отчисления во внебюджетные фонды ² , % | 39 | 39 |
| Ставка налога на пользователей автодорог, % | 1,8 | 1,8 |
| Налог с владельцев транспортных средств, руб./л. с. | 7,15 | 7,15 |
| Ставка страховой премии, % от цены автомобиля | 3 | 3 |

Примечания: ¹ — расчеты были проведены по состоянию цен на 01.01.1995 г.
² — налоги и ставки налогов — по состоянию на 1995 г.

практически все они определяются его грузоподъемностью, которая, в свою очередь, устанавливается, исходя из разрешенных законодательством осевых нагрузок или нормативных нагрузок на выбираемый тип шин. К глобальным параметрам, нуждающимся в оптимизации, фактически относится лишь мощность двигателя, которая в конечном итоге определяет параметры трансмиссии и мостов автомобиля. Кроме того, от двигателя в существенной мере зависит экономическая эффективность АТС. Поэтому рассмотрим порядок его оптимизации именно по двигателю.

Двигатель выбирают в основном по мощности, которая необходима, чтобы автомобиль развивал заданную максимальную скорость в заданных дорожных условиях. Расчет ведется по формуле № 1 (табл. 1), и он показывает, что, например, если предварительно принята максимальная скорость проектируемого магистрального бортового автомобиля полной массой 18 т и грузоподъемностью 10 т на асфальте должна быть равной 125 км/ч (35 м/с), то мощность устанавливаемого на него дизеля не может быть менее 250 кВт (340 л. с.). Зная это, а также номенклатуру дизелей, которую предлагает рынок, конструктор должен выбрать такой из них, который обеспечит проектируемой модели превосходство над конкурентной моделью по интегральному критерию — "удельным эксплуатационным затратам" (УЭЗ). Для чего, очевидно, определять интегральный критерий следует и для моделей-конкурентов при одинаковых условиях эксплуатации.

Показатель "удельные эксплуатационные затраты" рассчитывается по формуле № 2. Потому что коммерческий автомобиль прежде всего должен обеспечить максимальную производительность при минимальных эксплуатационных расходах. Значит, данному показателю потребитель и отдает предпочтение. Следовательно, исходя именно из этого, производитель и должен по нему вести оптимизацию предварительно принятых параметров создаваемого автомобиля. К тому же показатель "удельные эксплуатационные затраты" выгоден тем, что в нем проявляются технические, эксплуатационные, производственные, экономические характеристики автомобиля. Кроме того, он — ключевой в формировании прибыли хозяйствующего субъекта, занимающегося перевозками: при одних и тех же объемах работы и тарифе больше прибыли приносит тот автомобиль, у которого эксплуатационные затраты меньше, а производительность — больше.

Продолжая разговор о выборе двигателя, приведем пример из опыта КамАЗа. В конце 1990-х годов здесь проектировали бортовой грузовой автомобиль полной массой 18 т. Он должен был заменить собой выпускаемые тогда бортовые автомобили КамАЗ, поэтому в качестве аналога взяли КамАЗ-53212.

Выбор двигателей для новой модели был довольно широким. Причем как отечественных, так и импортных (табл. 2). Задача сводилась к следующему: определить двигатель, который по экономической эффективности обеспечит превосходство новой модели над аналогом. Именно по экономической эффективности, потому что выбирать двигатель только по таким критериям, как мощность, расход топлива, максимальный крутящий момент, нельзя: он может оказаться очень

| Объект | Расчетные величины УЭЗ для различных условий эксплуатации, (руб./т·км)·10 ³ | | | | | | | | УЭЗ _{ср} |
|--------------------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------------------|
| | 395,2 | 400,5 | 401,0 | 401,1 | 401,7 | 402,2 | 402,9 | 403,2 | |
| КамАЗ-53212 | | | | | | | | | 401,0 |
| Новый автомобиль с двигателем: | | | | | | | | | |
| КамАЗ-740-50-360 | 432,0 | 434,0 | 436,1 | 438,3 | 440,6 | 442,9 | 445,5 | 448,1 | 439,6 |
| "Камминз М11-Е" | 514,1 | 516,1 | 518,2 | 520,4 | 522,6 | 525,1 | 527,6 | 530,3 | 521,8 |
| ЯМЗ-238 ФМ | 417,6 | 419,7 | 422,1 | 424,4 | 426,9 | 429,6 | 432,3 | 435,2 | 425,9 |
| ЯМЗ-238 ПМ | 394,0 | 396,1 | 398,2 | 400,5 | 402,9 | 405,4 | 408,6 | 410,8 | 402,0 |
| КамАЗ-7403.10 | 380,2 | 382,1 | 384,2 | 386,3 | 388,6 | 391,0 | 393,6 | 396,3 | 387,7 |
| КамАЗ-740.11-240 | 417,4 | 419,3 | 421,4 | 423,5 | 425,8 | 428,2 | 430,7 | 433,3 | 424,9 |
| КамАЗ-740 | 405,4 | 407,3 | 409,4 | 411,5 | 413,8 | 416,2 | 418,7 | 421,4 | 412,9 |
| КамАЗ-740.Э | 392,2 | 394,1 | 396,7 | 398,3 | 400,6 | 403,0 | 405,5 | 408,1 | 399,8 |

дорогим, и автомобиль будет иметь чистую текущую стоимость меньше, чем аналог.

При разработке технического задания предварительно были приняты параметры, приведенные в табл. 3. Они, а также данные по автомобилю КамАЗ-53212 и стали исходными для расчета удельных эксплуатационных затрат.

Срок службы $t_{сл}$ обоих автомобилей был принят равным восьми годам; среднегодовой темп инфляции — 5 %.

Результаты расчета отражены в табл. 4, а на рис. 2 — положение каждого из дизелей в координатах "УЭЗ-мощность".

Как видно из таблицы, у автомобиля КамАЗ-53212 данный показатель составляет 0,401 руб./(т·км), а у проектируемого меняется в зависимости от модели двигателя.

Так, если установлен двигатель "Камминз М11-Е", то УЭЗ = 0,522 руб./(т·км), т. е. он на 0,121 руб./(т·км) больше, чем у модели-аналога; при двигателе КамАЗ-740.50-360, соответствующем нормам "Евро-2", — 0,44 руб./(т·км), т. е. в 1,18 раза меньше, чем у автомобиля КамАЗ-53212, и т. д.

Еще более наглядную картину дает рис. 2. Если на нем провести горизонталь, соответствующую УЭЗ₅₃₂₁₂ = 0,401 руб./(т·км), и вертикаль, соответствующую мощности дизеля, равной 164 кВт (223 л. с.) и обеспечивающей новой модели и модели-конкуренту заданную максимальную скорость 100 км/ч, то эти линии образуют четыре (I—IV) характерные зоны.

Двигатель КамАЗ-740Э, попавший в первую зону, имеет мощность, меньшую необходимой. Здесь УЭЗ < УЭЗ₅₃₂₁₂. Вывод: хотя в данном случае УЭЗ но-

вой модели меньше УЭЗ автомобиля КамАЗ-53212, ставить КамАЗ-740Э нельзя: он не обеспечит автомобилю заданную максимальную скорость движения.

Во второй зоне располагается двигатель КамАЗ-740. Его мощность тоже меньше необходимой, а обеспечиваемый им УЭЗ больше УЭЗ₅₃₂₁₂. То есть вторая зона — самая неблагоприятная, так как двигатели, вошедшие в нее, не удовлетворяют требованиям по мощности, а интегральный показатель автомобиля с ними получается большим, чем у автомобиля-конкурента.

Третья зона — тоже не очень благоприятная. Двигатели "Камминз М11-Е", КамАЗ-740.50-360, ЯМЗ-238 ФМ, ЯМЗ-238 ПМ и КамАЗ-740.11-240, попавшие в нее, по мощности соответствуют требованиям на проектируемый автомобиль, но интегральный показатель у них оказывается больше, чем у автомобиля КамАЗ-53212, или близок к нему (вариант с двигателем ЯМЗ-238 ПМ). Правда, в данной зоне есть двигатель КамАЗ-740.11-240, который, кроме пригодности по мощности, привлекает тем, что, во-первых, соответствует нормам "Евро-1"; во-вторых, тем, что интегральный показатель нового автомобиля с данным двигателем оказался всего лишь на 5,9 % больше, чем у конкурентной модели. Но особый интерес представил двигатель КамАЗ-740.55-360 мощностью 265 кВт (360 л. с.): он соответствовал нормам "Евро-2", а интегральный показатель автомобиля — незначительно (на 9,6 %) больше, чем у автомобиля КамАЗ-53212.

Двигатель, вошедший в четвертую зону, — КамАЗ-7403.10 мощностью 191 кВт (260 л. с.). Его мощность — больше необходимой, УЭЗ автомобиля с ним — меньше, чем у автомобиля КамАЗ-53212, а цена меньше цены других двигателей. Недостаток этого двигателя один — он не соответствует нормам "Евро-1".

Таким образом, если учесть, что новый автомобиль рассчитывался не только на сбыт в странах СНГ, где требования к экологичности всегда отстают от западных норм, но и для конкурентирования на мировом рынке, то и в те годы, о которых идет речь, наиболее целесообразно было принять двигатель КамАЗ-740.50-360, который соответствует нормам "Евро-2", а УЭЗ автомобиля с ним не намного хуже, чем у КамАЗ-53212.

По критерию УЭЗ в соответствии с рассмотренным выше алгоритмом могут быть подобраны и другие агрегаты проектируемой модели автомобиля. Такой агрегат, во-первых, будет удовлетворять техническим требованиям, во-вторых, обеспечивать новой модели УЭЗ меньший, чем у аналогов.

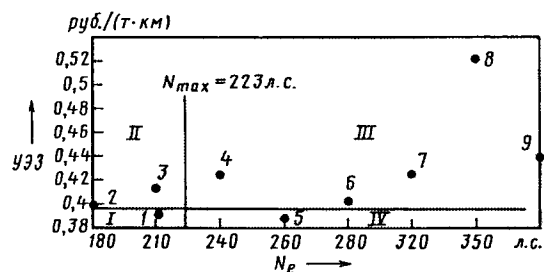
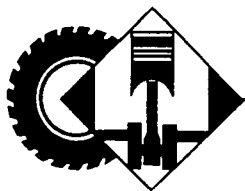


Рис. 2. Удельные эксплуатационные затраты автомобилей при их комплектации различными двигателями:

1 — автомобиль КамАЗ-53212; 2—9 — проектировавшийся автомобиль соответственно с двигателями КамАЗ-740Э, КамАЗ-740, КамАЗ-740.11-240, КамАЗ-7403.10, ЯМЗ-238 ПМ, ЯМЗ-238 ФМ, "Камминз М11-350" и КамАЗ-740.50-360



УДК 621.436.004.01

КОНСТРУКЦИИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА И ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

П.С. МАКАРЕВИЧ, канд. техн. наук А.А. МАКУШИН

КамАЗ

Улучшение газообмена в цилиндрах было и остается главным направлением совершенствования ДВС, в том числе и дизелей КамАЗ. И один из вариантов реализации данного направления — оптимизация законов движения клапанов по углу п. к. в., привязки их осей к ВМТ и фаз газораспределения.

Здесь, понятно, возможны варианты. Но авторы статьи исходили из того, что на дизелях КамАЗ и подавляющем большинстве современных ДВС применяются механический, с помощью распределительных валов, привод впускных и выпускных клапанов, спроектированный по традиционным методикам. Однако очень важно, что основные параметры фаз газораспределения более чем 200 отечественных и зарубежных четырехтактных двигателей с клапанным газораспределением имеют такой большой "разброс" параметров, который заставляет задуматься: а следует ли руководствоваться показателями аналогов при модернизации существующих и проектировании новых дизелей КамАЗ? Ведь статистика говорит, что у конструкторов, в общем-то, нет единого, общепризнанного метода определения необходимого двигателю оптимального закона движения клапана (толкателя). Есть лишь методы, учитывающие только часть требований к ДВС.

Зарубежные специалисты, чтобы "обойти" сложившуюся ситуацию, увеличивают число клапанов в цилиндре и соответственно число распределительных валов, создают различные по конструкции механизмы их поворачивания и кулачки, что позволяет изменять как фазы газораспределения, так и высоту подъема клапанов. Но это — дорогостоящие мероприятия, усложняющие конструкцию ДВС. И хотя они устраняют недостатки классических механизмов газораспределения по величине хода клапанов и продолжительности их открытия по углу п. к. в., повышают мощность и крутящий момент, снижают расход топлива и токсичность отработавших газов, назвать такие меры оптимальными трудно. Нужны иные, более приемлемые для практики решения. И они появляются. Например, В. Р. Гальговский, исследуя процесс газообмена в цилиндрах двигателя КамАЗ-740, зафиксировал, что в конечной фазе такта выпуска скорости истечения рабочего тела достигают (с точки зрения превращения ламинарного потока в турбулентный) критических значений уже при работе двигателя на холостом ходу

и даже при прокручивании его коленчатого вала, когда истечение газов в период предварения выпуска практически отсутствует. Причем такая картина наблюдается не только у дизелей КамАЗ, но и у других обследованных дизелях — "Роллс-Ройс G6NFL-102", "Даймлер-Бенц OM 403" и т. д. Но скорость истечения газов из цилиндра на режимах прокручивания и холостого хода, равная или превышающая критическую в конечной фазе выпуска, — явный недостаток, ухудшающий показатели двигателя на всех режимах его работы. И с ним, очевидно, нужно бороться. Как — ответ может дать только исследование явлений, реально происходящих в цилиндре ДВС.

Их как минимум два. Во-первых, масса отработавших газов, истекающих через проходное сечение выпускного клапана, всегда больше массы воздуха, поступившего в цилиндр дизеля через проходное сечение впускного клапана, причем эта разница равна массе израсходованного топлива. Во-вторых, цилиндр очищается от отработавших газов под действием двух разных и независимых друг от друга факторов — собственного их давления и выталкивания поршнем. При этом чем больше газов истечет из цилиндра под действием первого фактора, тем меньшую работу совершит поршень на выталкивание их остатков во время такта выпуска. И если проанализировать с этой точки зрения, например, дизель КамАЗ-7405, то оказывается: при $P_e = P_{e\max}$ количество вытекающих из цилиндра отработавших газов с надкритическими скоростями в начальной фазе выпуска зависит только от нагрузки двигателя и составляет 27—38 % общего количества рабочего тела (воздух + топливо). С уменьшением же нагрузки общее количество газов, вытекающих из цилиндра с надкритическими скоростями, снижается и становится равным нулю при прокручивании коленчатого вала двигателя ($P_e = 0$). То есть расход воздуха, выталкиваемого из цилиндра поршнем через проходное сечение выпускного клапана на режиме прокручивания, максимален и равен количеству, поступившему в цилиндр через проходное сечение впускного клапана. Отсюда вывод: фазы газораспределения целесообразно выбирать на режиме прокручивания коленчатого вала при номинальной частоте его вращения.

Далее. Анализ индикаторных диаграмм насосных ходов на различных режимах работы дизеля показал следующее.

1. В момент открытия выпускного клапана давление в цилиндре всегда значительно больше давления в выпускном коллекторе. За счет этого отработавшие газы перемещаются со сверхкритическими скоростями в выпускной коллектор. Затем давление в цилиндре понижается, а в выпускном коллекторе, наоборот, повышается, и, наконец, они выравниваются.

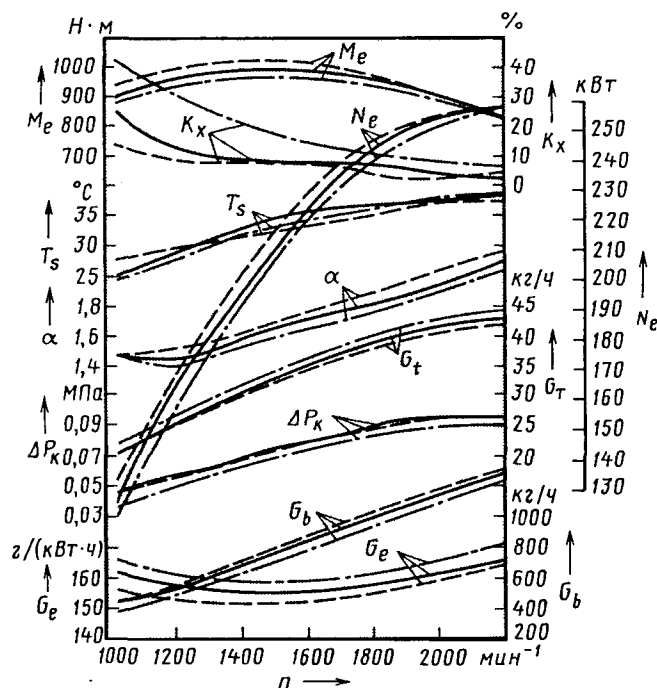
2. При перемещении поршня от НМТ до ВМТ (такт выпуска) и от ВМТ до НМТ (такт всасывания) цилиндр освобождается от отработавших газов и заполняется воздухом. Происходит это независимо от режима работы дизеля и нагрузки, на частотах вращения его коленчатого вала до $\sim 1200 \text{ мин}^{-1}$. Механизм газораспределения обеспечивает перетекание отработавших газов из цилиндра в выпускной коллектор, а воздуха — из впускного коллектора в цилиндр. Причем без дополнительных затрат, поскольку процессы газообмена — равновесные.

3. На частотах вращения коленчатого вала в диапазоне $1200\text{--}2200 \text{ мин}^{-1}$ с любой нагрузкой и перемещении поршня от НМТ до ВМТ (такт выпуска) в цилиндре все-таки остаются отработавшие газы, а давление в нем больше давления в выпускном коллекторе, т. е. проходные сечения выпускных клапанов не обеспечивают синхронно с движением поршня беспрепятственное перетекание этих газов из цилиндра в выпускной коллектор. Иначе говоря, на их выталкивание тратится мощность. При движении поршня от ВМТ до НМТ (такт всасывания) давление рабочего тела в цилиндре меньше давления во впускном коллекторе. Но несходные сечения впускных клапанов тоже не обеспечивают перетекание воздуха из впускного коллектора в цилиндр без дополнительных затрат энергии.

4. На работающем дизеле перекрытие клапанов (район ВМТ) — самое "узкое" место в проходных сечениях клапанного газораспределения. Оценивают его суммой максимальных перепадов давлений в парах "цилиндр—выпускной коллектор" и "впускной коллектор—цилиндр". Эта сумма, как известно, максимальна при работе дизеля на режиме холостого хода и номинальной частоте вращения коленчатого вала.

С учетом перечисленных обстоятельств для проектируемых или модернизируемых дизелей специалистами КамАЗа разработаны методики определения необходимых законов движения клапанов или толкателей кулачками распределительного вала, профилирования его кулачков, позволяющие согласовать в каждой точке углового пути этого вала положения поршня с величинами хода клапанов. Тем самым — получить в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала повышенные мощность и крутящий момент при меньших токсичности отработавших газов, уровне шума и расходах топлива.

Испытаниями дизеля КамАЗ-7406, оборудованного различными распределительными валами, определили внешние скоростные характеристики, показанные на рисунке. Из него следует: наилучшими технико-



Внешняя скоростная характеристика дизеля КамАЗ-7406, оборудованного ТНВД 337-40, форсунками фирмы "Бош" и турбокомпрессором ТКРС-9:

сплошные линии — с распределительным валом 740.21-1006015, в результате $g_{\text{NO}_x} = 7,12 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, $g_{\text{HC}} = 0,82 \text{ ч}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ и $g_{\text{CO}} = 2,67 \text{ ч}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$; штриховые линии — с распределительным валом Э7405-1006015, в этом случае $g_{\text{NO}_x} = 6,74 \text{ ч}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, $g_{\text{HC}} = 0,71 \text{ ч}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ и $g_{\text{CO}} = 2,67 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$; штрихпунктирные линии — с серийным распределительным валом

экономическими, мощностными и экологическими (удовлетворяет нормам "Евро-2") показателями во всем скоростном диапазоне работы обладает двигатель КамАЗ-7406, укомплектованный распределительным валом Э7405-1006015, наихудшими — дизель с серийным валом 740.1006015-10.

Эти результаты полностью согласуются с расчетными зависимостями скоростей воздуха и отработавших газов в проходных сечениях выпускного и впускного клапанов.

Главный вывод из всего сказанного выше: чем меньше сумма максимальных скоростей газов в проходных сечениях выпускного и впускного клапанов в районе ВМТ, тем совершеннее протекает газообмен в двигателе и, как следствие, тем лучше его технико-экономические и экологические показатели.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВС С ПРОДУВАЕМОЙ ФОРКАМЕРОЙ

Канд. техн. наук И.В. КУЗНЕЦОВ

НПП "Агродизель"

Вопросы, связанные со смесеобразованием в бензиновом ДВС с продуваемой форкамерой, очень сложны и не решены до сих пор, хотя ими занимаются с середины прошлого столетия. То есть с тех пор, когда ученые Института химической физики имени Н.Н. Семенова РАН доказали, что факелом продуктов сгорания, образующихся при сжигании топливовоздушной смеси с $\alpha_{\phi} = 0,5 \div 0,6$, можно воспламенять смесь очень бедного состава, находящуюся в камере сгорания ДВС. В частности, до настоящего времени нет теории расчета оптимальных параметров процесса смесеобразования на различных режимах работы форкамерного ДВС. Поэтому то, о чем пойдет речь ниже, думается, должно заинтересовать читателей.

Как видно из рис. 1, на котором приведена расчетная схема процесса смесеобразования в ДВС с продуваемой форкамерой, на такте впуска в двигатель поступает заряд топливовоздушной смеси с суммарным коэффициентом α_{Σ} избытка воздуха. Ее объем I , очевидно, равен произведению объема V_h рабочего цилиндра на коэффициент η_V наполнения, т. е. $V_{см} = V_h \eta_V$. При этом объем 2 богатой (с α_2) смеси, поступающей в форкамеру 7, равен $V_{\phi} K$, а объем 3 бедной смеси (с α_1), поступившей в цилиндр 4, — $(V_h \eta_V - V_{\phi} K)$, где V_{ϕ} — объем форкамеры, K — коэффициент продувки форкамеры, равный числу объ-

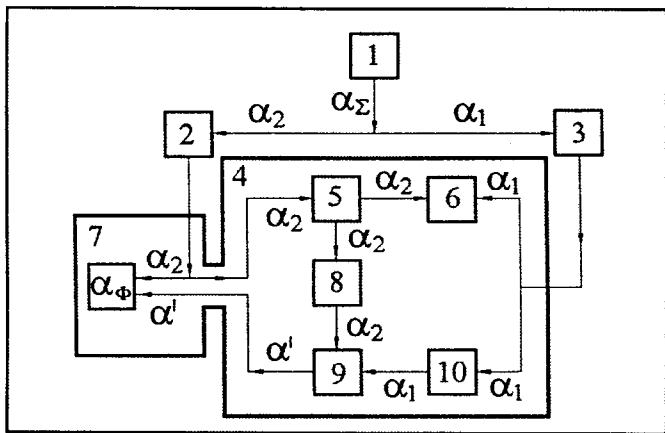


Рис. 1. Расчетная схема процесса смесеобразования в цилиндре и в форкамере:

1 — объем смеси с α_{Σ} , поступающей в ДВС; 2 — объем смеси с α_2 , поступающей в форкамеру; 3 — объем смеси с α_1 , поступающей в цилиндр; 4 — цилиндр; 5 — объем смеси с α_2 , поступающей из форкамеры в цилиндр на такте впуска; 6 — объем смеси с α_1 , образующейся в цилиндре к моменту воспламенения смеси в форкамере; 7 — форкамера; 8 — объем смеси с α_2 , возвращающейся в форкамеру на такте сжатия; 9 — объем смеси с α' , поступающей из цилиндра в форкамеру на такте сжатия; 10 — объем смеси с α_1 , поступающей в форкамеру на такте сжатия

емов V_{ϕ} свежей (с α_2) смеси, которые поступят в форкамеру за один цикл.

Объем 5 смеси остаточных газов в форкамере 7 и чистой смеси с α_2 через сопловой канал поступает в цилиндр 4, причем некоторая его часть, равная $V_{\phi} K \Psi$, образует объем 8, который на такте сжатия к моменту воспламенения смеси в форкамере 7 снова войдет в нее. Соответственно, вторая ее часть объема 5, равная $V_{\phi} K(1 - \Psi)$, останется в цилиндре 4.

Объем 3 бедной (с α_1) смеси полностью перемешивается с отработавшими газами, оставшимися в цилиндре 4 от предшествующего цикла, и разделится на объем 10, равный $V_{\phi}(\xi_{д} - 1 - K\Psi)/(1 + \gamma_r)$, и объем $V_h \eta_V - V_{\phi} K - V_{\phi}(\xi_{д} - 1 - K\Psi)/(1 + \gamma_r)$, который при сжатии соединяется с объемом $V_{\phi} K(1 - \Psi)$ и к моменту воспламенения смеси в форкамере 7 создает в цилиндре 4 объем 6 смеси с $\alpha_{ц}$. Объем 10 соединится с объемом 8, образуя объем 9 промежуточной смеси с α' , который расположится в камере сгорания цилиндра 4 вблизи соплового канала форкамеры и на такте сжатия объем 9 на любом режиме работы двигателя через сопловой канал поступит в форкамеру и образует со смесью α_2 , находящейся в ней, смесь с $\alpha_{\phi} = 0,55$. В конце такта сжатия свеча зажигания воспламеняет эту смесь, а сформировавшийся при этом факел продуктов ее сгорания через сопловой канал зажигает смесь с $\alpha_{ц}$, находящуюся в камере сгорания.

Такова физическая картина. Количественную ее часть дают уравнения № 1—8 (см. таблицу), позволяющие рассчитать каждый параметр, участвующий в процессе смесеобразования в форкамерном ДВС.

Анализ уравнений показывает: для определения значений этих параметров, необходимо выявить закономерности изменений Ψ и α' в зависимости от режимов работы ДВС. Причем сразу отметим, что Ψ , являясь частью объема, не зависит ни от составов смесей, участвующих в процессе смесеобразования, ни от η_V .

Чтобы сравнить результаты расчетов с реальной картиной смесеобразования, в НПП "Агродизель" провели стендовые исследования на серийном форкамерном двигателе ЗМЗ-4022.10 ($\varepsilon = 8,36$) с карбюратором К-156. Методика получения оптимальных параметров смесеобразования на каждом режиме его работы сводилась к получению оптимальных регулировочных характеристик по составу смеси с α_{Σ} за счет изменения состава смеси с α_1 при постоянных для каждого режим значениях с α_2 . Причем оптимальной считалась та регулировочная характеристика, при которой значения удельного эффективного расхода топлива, а также содержание монооксида углерода и углеводородов в отработавших газах были минимальными. Данная точка принималась за предел эффективного обеднения, при котором соответствующие значения α_1 , α_2 и α_{Σ} считались оптимальными. В ней же по формулам № 4, 5, 6 и 10 рассчитывали величины $\alpha_{ц}$, α' , Ψ и K при работе ДВС в широком диапазоне изменений η_V , рассчитываемых по формуле № 11, и частот вращения коленчатого вала n .

Результаты стендовых и расчетных исследований показаны на рис. 2—6.

Так, рис. 2 иллюстрирует зависимость оптимально-го угла θ опережения зажигания от частоты n вращения коленчатого вала двигателя ЗМЗ-4022.10; рис. 3 — зависимость расходов воздуха G_{B1} и G_{B3} , дозируемых карбюратором К-156, от суммарного ($G_{B\Sigma}$) расхода воздуха через карбюратор и частоты вращения коленчатого вала; рис. 4 — зависимость G_{B2} от $G_{B\Sigma}$ и n ; рис. 5 — зависимость K от η_V и n ; рис. 6 — зависимость оптимальных значений α_1 , α_2 и α_Σ , полученных экспериментально, от η_V и n .

Эти результаты весьма любопытны. Например, из рис. 3, 4, 5 и 6 следует, что параметры смесеобразования определяются разрежением в цилиндре на такте

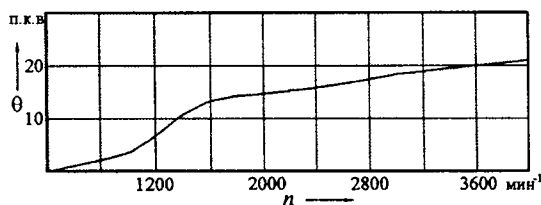


Рис. 2. Зависимость θ от n при исследованиях

впуска, положением форкамерной дроссельной заслонки и дросселирующим эффектом сопловых каналов форкамеры.

| № формулы | Формула | Примечания |
|-----------|--|--|
| 1 | $\alpha_\Sigma = \frac{\alpha_1 \alpha_2 \eta_V}{\Omega K \alpha_1 + (\eta_V - \Omega K) \alpha_2}$ | α_Σ , α_1 , α_2 , α^1 и α_Σ — соответственно коэффициенты избытка воздуха в общем заряде ДВС и смесях, поступающих в цилиндр, форкамеру на такте впуска и в нее же из цилиндра на такте сжатия, а также в смеси, образующейся в цилиндре к моменту зажигания; η_V — коэффициент наполнения; Ω — относительный размер форкамеры; K — коэффициент продувки форкамеры; ε — степень сжатия двигателя; ε_d — действительная степень сжатия к моменту зажигания; Ψ — коэффициент возврата, характеризующий часть объема смеси, поступившей из форкамеры в цилиндр на такте впуска, а затем возвратившуюся в форкамеру на такте сжатия; γ_r , $\gamma_{r\Phi}$ — соответственно коэффициенты остаточных газов на такте впуска в цилиндре и к моменту зажигания в форкамере; θ — угол опережения зажигания; R — радиус кривошипа; L — длина шатуна; $G_{B\Sigma}$, G_{B1} , G_{B3} и G_{B2} — соответственно расходы воздуха через ДВС, первичную камеру карбюратора, его вторичную камеру и форкамерную часть; V_h — рабочий объем цилиндра; V_Φ — объем форкамеры; ρ_B — плотность воздуха; n — частота вращения коленчатого вала |
| 2 | $\alpha_1 = \frac{(\varepsilon_d - 1 - \Psi K)(K + 1) \alpha^1 \alpha_2}{\alpha_2 (\varepsilon_d - 1 - \Psi K)(K + 1) - (\alpha^1 - \alpha_2) \Psi K^2 (1 + \gamma_r)}$ | |
| 3 | $\alpha_2 = \frac{\Psi K^2 (1 + \gamma_r) \alpha^1 \alpha_1}{(\varepsilon_d - 1 - \Psi K)(K + 1) (\alpha_1 - \alpha^1) + \Psi K^2 (1 + \gamma_r) \alpha_1}$ | |
| 4 | $\alpha_\Sigma = \frac{\alpha_1 \alpha_2 \{ [\eta_V - \Omega(\varepsilon_d - 1)](K + 1) - \Omega K(1 - \Psi)(1 - K\gamma_r) \}}{\alpha_2 (K + 1) [\eta_V - \Omega(\varepsilon_d - 1)] - \Omega(1 - \Psi) K [\alpha_2 (K + 1) - \alpha_1 K(1 + \gamma_r)]}$ | |
| 5 | $\alpha^1 = \frac{\alpha_\Phi \alpha_2 [\varepsilon_d (K + 1) - K(1 + \gamma_{r\Phi})]}{\alpha_2 \varepsilon_d (K + 1) - \alpha_\Phi K(1 + \gamma_{r\Phi})}$ | |
| 6 | $\Psi = \frac{\alpha_2 (\alpha_1 - \alpha_\Phi) (\varepsilon_d - 1) (K + 1) - \alpha_1 (\alpha_\Phi - \alpha_2) K (1 + \gamma_r)}{K [\alpha_1 (\alpha_\Phi - \alpha_2) K (1 + \gamma_r) + \alpha_2 (\alpha_1 - \alpha_\Phi) (K + 1)]}$ | |
| 7 | $\gamma_r = \frac{0,48 [(K + 1) - (\varepsilon - 1) \Omega]}{(\varepsilon - 1) [\eta_V (K + 1) - \Omega K]}$ | |
| 8 | $\gamma_{r\Phi} = \frac{\varepsilon_d (K + 1) \gamma_r + (\Psi K + 1) (1 - K\gamma_r)}{\varepsilon_d (K + 1) - (\Psi K + 1) (1 - K\gamma_r)}$ | |
| 9 | $\varepsilon_d = \frac{2\varepsilon}{\left[(1 - \cos\theta) + \frac{R}{4L} (1 - \cos 2\theta) \right] (\varepsilon - 1) + 2}$ | |
| 10 | $K = \frac{G_{B2}}{V_\Phi \rho_B 30n}$ | |
| 11 | $\eta_V = \frac{G_{B\Sigma}}{V_h \rho_B 30n}$ | |
| 12 | $G_{B\Sigma} = G_{B1} + G_{B3} + G_{B2}$ | |
| 13 | $\Omega = \frac{V_\Phi}{V_h}$ | |
| 14 | $\alpha^1 = 1 - \Psi$ | |
| 15 | $\Psi_p = \frac{(\varepsilon_d - 1) e^{\frac{-6,5(K+1)}{K^2 [1 + 0,255 \ln(n \times 10^{-3})]}}}{K}$ | |

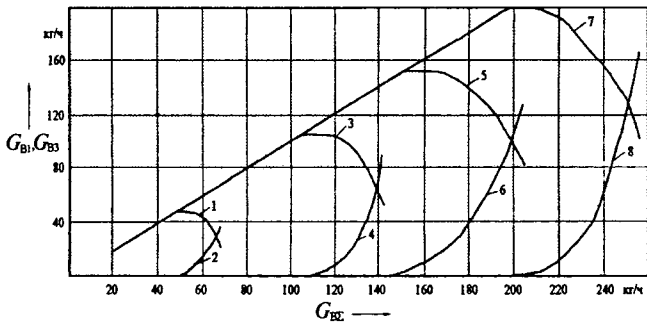


Рис. 3. Зависимость G_{B1} и G_{B3} от $G_{B\Sigma}$ и n :
1, 3, 5 и 7 — G_{B1} соответственно при $n = 1000, 2000, 3000$ и 4000 мин^{-1} ; 2, 4, 6 и 8 — G_{B3} соответственно при $n = 1000, 2000, 3000$ и 4000 мин^{-1}

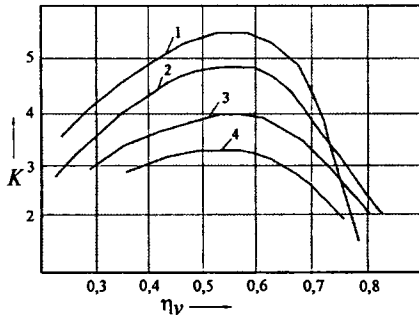


Рис. 5. Зависимость K от η_V и n :
1 — 1000 мин^{-1} ; 2 — 2000 мин^{-1} ; 3 — 3000 мин^{-1} ; 4 — 4000 мин^{-1}

Так, при работе ДВС на режимах холостого хода и малых нагрузок разрежение в цилиндре максимально, поэтому G_{B2} нужно уменьшать, прикрывая дроссельную заслонку в "форкамерной" части карбюратора, так как в противном случае смесь в форкамере цилиндра переобогащается, что ведет к пропускам зажигания.

При увеличении $G_{B\Sigma}$ разрежение в цилиндре и расход G_{B2} уменьшаются, поэтому, чтобы увеличить и G_{B2} , и K , а также обеднить смесь с α_2 , поступающую в форкамеру, заслонку в "форкамерной" части карбюратора, наоборот, нужно приоткрывать. При этом увеличивается расслоение заряда в цилиндре, которое необходимо, чтобы в форкамере к моменту зажигания получилась смесь с $\alpha_\phi = 0,5 \div 0,6$ и двигатель мог работать на более бедных по α_2 смесях. При этом надо сказать, что максимальным значениям G_{B2} и K соответствуют наиболее бедные по α_1 и α_2 смеси, но не соответствуют наиболее бедные по α_2 смеси, на которых работает ДВС (см. рис. 5). То есть увеличение G_{B2} выше определенных значений нецелесообразно. С другой стороны, необходимо иметь в виду, что и уменьшение расходов G_{B2} ниже определенных значений приводит к осложнениям распределения смесей с α_2 по форкамерам.

Резкое уменьшение G_{B2} и K наступает при открытии вторичной камеры карбюратора и поступлении в цилиндры G_{B3} (см. рис. 2 и 3). С этого момента приходится обогащать как смесь с α_1 (для получения необходимой

мощности ДВС), так и смесь с α_2 (для поддержания необходимого состава смеси с α_ϕ в форкамере).

Когда все дроссельные заслонки карбюратора полностью открыты, значения G_{B2} и K минимальны, а смесь с α_2 должна быть наиболее богатой. Дело в том, что слишком малые разрежения в цилиндре и дросселирующий эффект сопловых каналов форкамеры могут значительно снизить разрежение в "форкамерной" части карбюратора $K-156$ при работе ДВС по соответствующей внешней скоростной характеристике. Следовательно, это приводит к резкому снижению расхода топлива через "форкамерную" часть карбюратора и может затруднить зажигание, поскольку в форкамеру на такте впуска будет поступать почти чистый воздух или слишком бедная смесь.

На рис. 7 показана расчетная зависимость α_2 от $\alpha_{ц}$, n и η_V . Из нее видно, что смеси с α_2 , на которых работает ДВС, однозначно определяются составом смесей с $\alpha_{ц}$, которые могут эффективно сгореть в цилиндрах на данном режиме работы. Какой-либо функциональной связи между смесями с α_2 и оптимальными

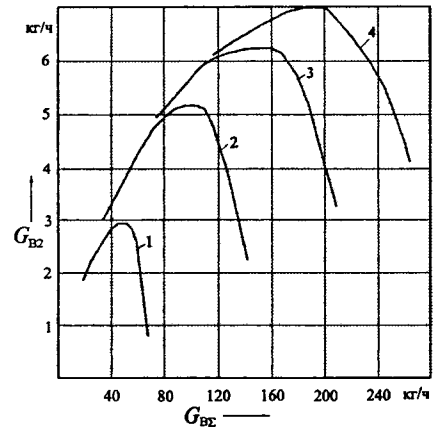


Рис. 4. Зависимость G_{B2} от $G_{B\Sigma}$ и n :
1 — 1000 мин^{-1} ; 2 — 2000 мин^{-1} ; 3 — 3000 мин^{-1} ; 4 — 4000 мин^{-1}

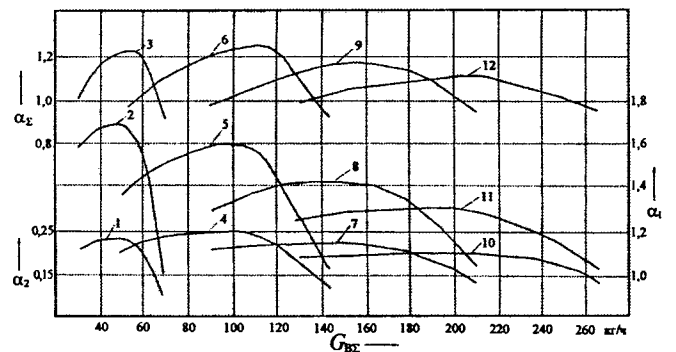


Рис. 6. Зависимость α_1 , α_2 и α_Σ от $G_{B\Sigma}$ и n :
1 — α_2 при 1000 мин^{-1} ; 2 — α_1 при 1000 мин^{-1} ; 3 — α_2 при 1000 мин^{-1} ; 4 — α_2 при 2000 мин^{-1} ; 5 — α_1 при 2000 мин^{-1} ; 6 — α_2 при 2000 мин^{-1} ; 7 — α_2 при 3000 мин^{-1} ; 8 — α_1 при 3000 мин^{-1} ; 9 — α_2 при 3000 мин^{-1} ; 10 — α_2 при 4000 мин^{-1} ; 11 — α_1 при 1000 мин^{-1} ; 12 — α_2 при 4000 мин^{-1}

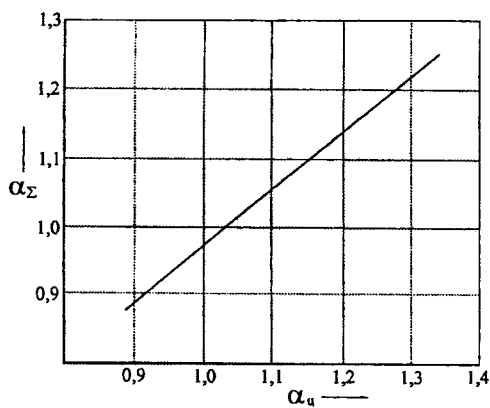


Рис. 7. Зависимость α_2 от α_u (режима работы ДВС)

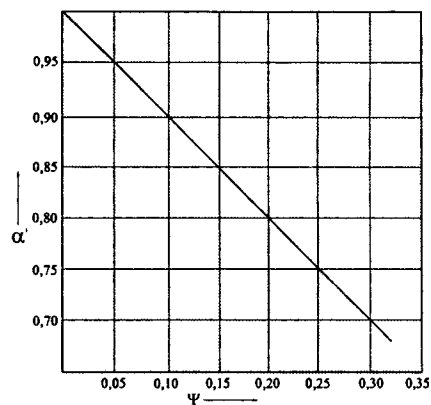


Рис. 8. Зависимость α' от Ψ

смесями с α_1 или α_2 на различных режимах работы ДВС установить не удалось.

На рис. 8 приведена расчетная зависимость между Ψ и α' . Как видим, на любом режиме работы ДВС с продуваемой форкамерой Ψ и α' подчиняются закону, который отражает формула № 14, позволяющая исследовать смесеобразование в ДВС с продуваемой форкамерой без определения зависимости α' от показателей ДВС.

Таким образом, из рисунков следует: для расчета всех параметров смесеобразования в ДВС с продуваем-

мой форкамерой достаточно определить только зависимость $\Psi = (K, \xi_n, n)$. А ее, как показали результаты статистической обработки экспериментальных данных, дает формула № 15. Значит, подставив полученные по этой формуле значения Ψ_p в формулы № 2, 3, 4 и 14, получим расчетные значения шести параметров смесеобразования ($\alpha_{1p}, \alpha_{2p}, \alpha_{up}, \alpha_{\Sigma p}, \alpha'_p$ и $\gamma_{rфp}$). Они, как показал опыт, отличаются от расчетных не более чем на $\pm 5\%$.

Принято считать, что блокирующие свойства автомобильных дифференциалов к настоящему времени исследованы достаточно полно. Однако если проанализировать публикации на данную тему, то становится очевидным: большинство работ посвящены определению коэффициентов блокировки и сравнению дифференциалов одного типа при их работе на отдельных режимах движения АТС. И практически нет публикаций, в которых бы сравнивались блокирующие свойства дифференциалов различных типов. Не говоря уже о сравнении этих свойств при комплексном учете всех значимых внешних и внутренних факторов при их одновременном влиянии на величину кинематического рассогласования в приводе и сопротивление движению.

Такое положение в теории затрудняет решение многих практических задач. Поэтому рассматриваемая ниже методика, позволяющая выполнить сравнительную оценку эффективности трансмиссии с дифференциалами различных типов, на взгляд редакции, представляет определенный интерес.

УДК 62-587

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Канд. техн. наук А.Ю. БАРЫКИН

КамПИ

Чтобы сравнить характеристики дифференциалов одного типа на отдельно взятом (i -м) режиме их работы, используют, как известно, показатель P_{pi} частной рациональной характеристики дифференциала по условию реализации тяговых сил на ведущих колесах АТС, который подсчитывается по формуле № 1 (табл. 1). При этом значение $k_{б\text{рац } i}$ для отношений средних зна-

чений сумм коэффициентов ϕ сцепления колеса с дорогой и f сопротивления качению колеса берутся из справочных данных (табл. 2), а для режима отрыва ведущих колес от дороги подсчитываются (см. "АП", 2004, № 9) с учетом характеристик шасси и параметров движения автомобиля. В табл. 2 приведены, например, значения $k_{б\text{рац } i}$, соответствующие движению автомобиля КамАЗ-4326 со скоростью 2,11 м/с, или 7,6 км/ч, и автомобиля ВАЗ-1113 — со скоростью 5,67 м/с, или 20,4 км/ч, по дороге с выбоинами длиной 0,3 м. Методики расчета тоже опубликованы ранее ("АП", 2001, № 7 и 2002, № 2). Эти значения вычисляли для дифференциалов всех исследуемых типов.

И в результате установлено: $k_{бi}$ для обычного конического дифференциала с малым внутренним трением (Кон₁) равен 0,08—0,13; для него же, но с механизмом

ручной принудительной блокировки (Кон₂) — 0,08—1,0; для кулачкового с радиальным расположением кулачков (Кул) — 0,65—0,73; для червячного (Чер) — 0,80—0,89; для дифференциала с дисками трения по типу "Пауэр-Локк" и относительно малым внутренним трением (Фр₁) — 0,43—0,54; для него же, но с большим внутренним трением (Фр₂) — 0,68—0,77; для вязкостного (Вяз) — 0,09—0,89; для дифференциала с программно-управляемыми муфтами трения и дискретными режимами управления (МНР) — 0,09—1,0; для него же, но с плавными режимами управления (МнП) — 0,09—0,92; для муфты свободного хода (МСХ) — 1,0.

Обратный критерий F_{dj}^{-1} рациональности блокирующих свойств дифференциала j -го типа по условиям реализации тяговых сил на ведущих колесах для заданного числа расчетных точек, позволяющих оценить эффективность каждого из исследуемых дифференциалов, вычисляли по формуле № 2. И тот из дифференциалов, у которого данный критерий больше, в

первом применении считался более эффективным, а тот, у которого он высший, — наилучшим.

Полученные в результате расчетов значения обратного критерия рациональности блокирующих свойств приведены в табл. 3. Из нее видно: для автомобиля КамАЗ лучше всего подходит дифференциал Вяз ($F_d^{-1} = 6,689$), а для ВАЗ — дифференциал МнП ($F_d^{-1} = 4,857$).

Однако такой вывод, повторяем, лишь предварительный. Дело в том, что критерий F_d^{-1} — необходимый, но не достаточный для оценки эффективности типа дифференциала. Достаточный же критерий, D_j , который можно назвать критерием оптимальности, дает формула № 3. Она, кроме обратного критерия F_j^{-1} , учитывает еще пять критериев (факторов R_{pj} , рациональности): легкости управления по блокирующим свойствам дифференциала (см. "АП", 2000, № 9); устойчивости по блокирующим свойствам ($k_{уст}$); тяго-

Таблица 1

| № формулы | Формула | Примечания |
|-----------|--|---|
| 1 | $\Pi_{pi} = (k_{бращi} - k_{6i})/k_{бращi} $ | $k_{бращi}$ — рациональное значение коэффициента блокировки межколесного дифференциала для i -го сочетания условий контакта ведущих колес АТС с дорогой; k_{6i} — расчетное значение коэффициента блокировки исследуемого межколесного дифференциала |
| 2 | $F_{dj}^{-1} = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{l=1}^n \Pi_{pjl}}{m \sum_{i=1}^n \Pi_{pjl}}$ | m — число исследуемых типов дифференциалов; n — число сочетаний условий контакта ведущих колес с дорогой |
| 3 | $D_j = \sum_{p=1}^g \xi_j R_{pj}$ | g — число факторов рациональности блокирующих свойств дифференциала; p — порядковый номер фактора рациональности; ξ_j — коэффициент весомости фактора рациональности j -го дифференциала; R_{pj} — фактор рациональности j -го дифференциала |
| 4 | $k_{уст} = 1 - \bar{k}_{62}^{уст} - \bar{k}_{62j} $ | $\bar{k}_{62}^{уст}$ — среднее значение коэффициента блокировки второго рода (или удельного момента трения), являющееся рациональным по условию обеспечения устойчивости автомобиля (известно по работам С. В. Бахмутова, В. В. Селифонова и др.); \bar{k}_{62j} — среднее значение расчетного коэффициента блокировки второго рода дифференциала j -го типа для рассматриваемых вероятных режимов движения |
| 5 | $k_{тл} = \frac{2(\varphi_{\min} + f_{\max})}{1 - k_{6il}[(\varphi_1 + f_1) + (\varphi_2 + f_2)]}$ | φ_1, φ_2 — коэффициенты сцепления ведущих колес; f_1, f_2 — коэффициенты сопротивления качению ведущих колес; φ_{\min}, f_{\min} — значения φ и f для ведущего колеса, находящегося в худших условиях сцепления с дорогой |
| 6 | $\hat{f}_{di} = 1 - \hat{m}_{удl} - k_{6il} = 1 - \left \sum_{i=1}^n (k_{бращi} \alpha_{il}) - \sum_{i=1}^n (k_{6ijl} \alpha_{il}) \right $ | $\hat{m}_{удl}$ — вероятный рациональный удельный момент трения межколесного дифференциала для l -го сочетания дорожных условий; \hat{k}_{6il} — расчетный коэффициент блокировки дифференциала j -го типа для l -го сочетания дорожных условий; α_{il} — вероятность сочетания данных условий контакта ведущих колес для l -го варианта эксплуатации; k_{6ijl} — расчетный коэффициент блокировки j -го дифференциала для l -го варианта эксплуатации и i -го расчетного режима |

Таблица 2

| № режима | Сочетание условий контакта колес с опорной поверхностью | $k_{\text{брас}}$ |
|----------|---|-------------------|
| 1 | Сухой асфальтобетон высокого качества (АСБВК) — АСБВК | 0,037 |
| 2 | АСБВК — обледенелая дорога (ОД) | 0,742 |
| 3 | АСБВК — мокрый АСБВК | 0,285 |
| 4 | ОД — сухой асфальтобетон среднего качества (АСБ) | 0,698 |
| 5 | ОД — рыхлый снег | 0,627 |
| 6 | ОД — мокрый АСБ | 0,581 |
| 7 | Сухой АСБ — сухой АСБ | 0,093 |
| 8 | Сухой АСБ — мокрый АСБ | 0,206 |
| 9 | Сухая грунтовая дорога (ГД) — сухая ГД | 0,054 |
| 10 | ГД после дождя — мокрый АСБ | 0,180 |
| 11 | Влажная ГД — влажная ГД | 0,231 |
| 12 | Влажная ГД — сухая ГД | 0,222 |
| 13 | Рыхлый снег — укатанный снег | 0,388 |
| 14 | ОД — укатанный снег | 0,327 |
| 15 | Гравий — гравий | 0,044 |
| 16 | Гравий — сухая ГД | 0,141 |
| 17 | Сухая ГД — пластичная пахота | 0,192 |
| 18 | Отрыв одного из колес от дороги с выбоинами длиной 0,3 м: | |
| | автомобиль КамАЗ-4326 на скорости 2,11 м/с | 0,875 |
| | автомобиль ВАЗ-1113 на скорости 5,67 м/с | 0,604 |

вой динамики автомобиля ($k_{\text{д}}$); плавности работы ($k_{\text{пл}}$); эффективности эксплуатации дифференциала ($k_{\text{эф}}$).

Два из этих пяти (легкость управления, плавность работы) рассмотрены ранее ("АП", 2000, № 9), поэтому остановимся на трех оставшихся.

Так, критерий $k_{\text{уст}}$ устойчивости по блокирующим свойствам можно подсчитать по формуле № 4, а критерий $k_{\text{д}}$ тяговой динамики автомобиля с дифференциалом j -го типа — по формуле № 5, основанной на методике А.С. Нарбута. Критерий $k_{\text{эф}}^{\text{затр}}$ эффективности эксплуатации определяется по формуле, приведенной в "АП", 2001, № 7. Но несколько скорректированной: в ее знаменатель введен дополнительный множитель $k_j^{\text{затр}}$, который учитывает влияние затрат на внедрение и освоение дифференциала новой конструкции (выведен методом экспертных оценок).

Таким образом, обогащенный критерий D_j представляет собой целевую функцию, выраженную через сумму произведений нормированных частных критериев рациональности на их весовые коэффициенты. Его значения, а также значения $D_j^{\text{затр}}$, т. е. скорректированного с учетом затрат на организацию производства, приведены в табл. 4. (Фактор рациональности в данном случае определялся как его отношение к фактору, имеющему наибольшее значение (вес) среди дифференциалов рассматриваемых типов.)

Перечисленные выше факторы R_{p_j} рациональности могут быть использованы при вычислении показателя эффективности $\Pi_{\text{тр}}$ (критерия оптимальности) не только дифференциала, но и трансмиссии в целом. То есть стать частью критериев, определяющих непосредственно свойства механизма распределения мощности ($\Pi_{\text{тр}} = \sum_{m=1}^r (\chi_m \xi_m)$; $R_{p_j} = \chi_m$; $g < r$, $p \in m$, где χ_m — коэффициент весомости; n — номер критерия; r — число

Таблица 3

| Автомобиль | Значение обратного критерия для j -го межколесного дифференциала | | | | | | | | | |
|------------|--|------------------|-------|-------|-----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| | Кон ₁ | Кон ₂ | Кул | Чер | Фр ₁ | Фр ₂ | Вяз | МСХ | МнР | МнП |
| КамАЗ-4326 | 2,775 | 3,029 | 0,694 | 0,544 | 1,077 | 0,660 | 6,689 | 0,334 | 4,156 | 4,192 |
| ВАЗ-1113 | 3,658 | 3,556 | 0,655 | 0,521 | 1,046 | 0,624 | 4,720 | 0,358 | 4,320 | 4,857 |

Таблица 4

| Автомобиль | Фактор рациональности, критерий | Значения факторов для межколесных дифференциалов | | | | | | | | | |
|------------|---------------------------------|--|------------------|-------|-------|-----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| | | Кон ₁ | Кон ₂ | Кул | Чер | Фр ₁ | Фр ₂ | Вяз | МСХ | МнР | МнП |
| КамАЗ-4326 | $k_{\text{эф}}$ | 0,140 | 0,106 | 0,108 | 0,175 | 0,264 | 0,442 | 1 | 0,071 | 0,550 | 0,448 |
| | D_j | 0,623 | 0,419 | 0,343 | 0,319 | 0,407 | 0,374 | 0,868 | 0,166 | 0,539 | 0,569 |
| | $k_{\text{эф}}^{\text{затр}}$ | 0,792 | 0,381 | 0,181 | 0,071 | 0,624 | 1 | 0,469 | 0,124 | 0,164 | 0,111 |
| | $D_j^{\text{затр}}$ | 0,748 | 0,472 | 0,357 | 0,299 | 0,476 | 0,481 | 0,767 | 0,176 | 0,465 | 0,505 |
| ВАЗ-1113 | $k_{\text{эф}}$ | 0,145 | 0,113 | 0,114 | 0,185 | 0,310 | 0,494 | 1 | 0,080 | 0,630 | 0,452 |
| | D_j | 0,751 | 0,502 | 0,416 | 0,372 | 0,514 | 0,434 | 0,835 | 0,192 | 0,627 | 0,625 |
| | $k_{\text{эф}}^{\text{затр}}$ | 0,685 | 0,363 | 0,112 | 0,064 | 0,558 | 0,737 | 1 | 0,084 | 0,159 | 0,096 |
| | $D_j^{\text{затр}}$ | 0,854 | 0,549 | 0,416 | 0,349 | 0,561 | 0,481 | 0,835 | 0,192 | 0,537 | 0,557 |

критериев). Остальные критерии ξ_m , входящие в подмножество $t = r - g$, учитывают влияние дополнительных факторов, которые прямо не связаны с предложенными выше (например, критерии геометрической проходимости и т. п. критерии).

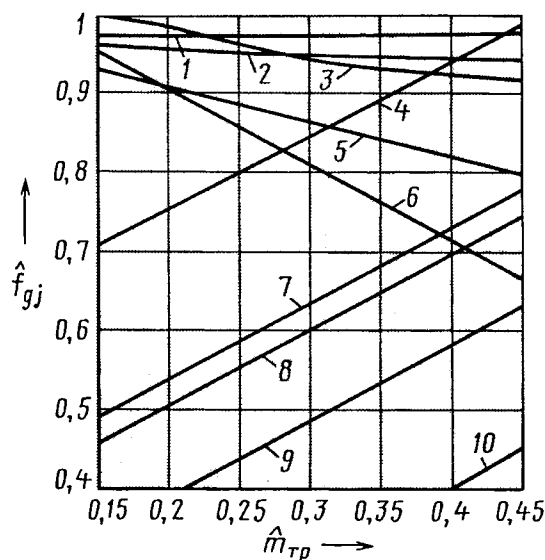
Кроме рассмотренных выше шести критериев, позволяющих сравнить эффективность дифференциалов различных типов при их установке на один и тот же автомобиль, для этой цели, в принципе, можно использовать и другие критерии. Например, автором статьи использованы два критерия, предложенные А.С. Литвиновым и Я.Е. Фаробиним, — коэффициенты сцепной массы и насыщенности протекторов. Но для оценки эффективности трансмиссии в целом лучше всего подходят следующие четыре: обратный коэффициент учета вращающихся масс, равный обратному значению общепринятого в теории автомобиля коэффициента учета вращающихся масс; удельный крутящий момент двигателя, т. е. отношение максимального крутящего момента двигателя к грузоподъемности автомобиля; показатель приспособляемости трансмиссии (отношение общего диапазона коробки передач и раздаточной коробки к среднему показателю плотности ряда коробки передач); обратная удельная масса агрегатов трансмиссии, или отношение снаряженной массы автомобиля к массе агрегатов трансмиссии (от коробки передач до колес включительно).

Все перечисленные 12 критериев, как видим, относительные. Поэтому и вычисленный по ним показатель $\tilde{P}_{тр}$ эффективности трансмиссии получается относительным, что, как известно, очень удобно при сравнении различных АТС.

Значения $\tilde{P}_{тр}$, рассчитанные по тем же 12 критериям для автомобилей КамАЗ-4326, ГАЗ-66, ВАЗ-1113 и ВАЗ-2121, оснащенных различными межкрослесными дифференциалами, приведены в табл. 5.

Из приведенных таблиц, в которых сведены результаты расчетов, можно сделать следующие выводы.

1. По обратному критерию F_j^{-1} рациональности блокирующих свойств для наиболее вероятных условий эксплуатации наилучшие показатели автомобилю КамАЗ-4326 придают автоматический вязкостный и многодисковый (с программным управлением) дифференциалы, среди неавтоматических — конический малого трения с принудительной блокировкой; автомобилю ВАЗ-1113 — соответственно многодисковый



Динамика вероятностного критерия \hat{f}_{di} для автомобиля КамАЗ-4326:

1 — вязкостный дифференциал; 2 — дифференциал с программно-управляемыми муфтами трения и плавными режимами управления; 3 — конический дифференциал с малым внутренним трением и механизмом ручной принудительной блокировки; 4 — дифференциал с дисками трения по типу "Пауэр-Локк" и относительно малым внутренним трением; 5 — дифференциал с программно-управляемыми муфтами трения и дискретными режимами управления; 6 — конический дифференциал с малым внутренним трением; 7 — кулачковый дифференциал с радиальным расположением кулачков; 8 — дифференциал с дисками трения по типу "Пауэр-Локк" и большим внутренним трением; 9 — червячный дифференциал; 10 — муфта свободного хода

с программным управлением, вязкостный и конический малого трения.

2. Оптимальный по достаточному критерию D_j эффективности для наиболее вероятных условий эксплуатации как для автомобиля КамАЗ-4326, так и для ВАЗ-1113 (без учета затрат на освоение производства) — дифференциал вязкостный, с их учетом для первого — вязкостный и конический малого трения, а для второго, наоборот, — конический малого трения и вязкостный. Причем фрикционный пониженного трения для обоих АТС в большинстве случаев лучше конического малого трения с принудительной блокировкой.

3. Разновидности дифференциалов с постоянным высоким коэффициентом блокировки (кулачковый, червячный, МСХ) как для грузового, так и легкового автомобилей в наиболее вероятных условиях эксплуатации нерациональны.

4. Показатель $\tilde{P}_{тр}$ эффективности трансмиссии, вычисленный для дифференциалов различных типов и разных автомобилей, подтверждает правомерность сделанных выше выводов об оптимальности применения вязкостного, а в отдельных случаях обычного конического и фрикционного с пониженным трением дифференциалов.

Предложенная методика позволяет определить коэффициенты блокировки, крутящие моменты и тяговые силы на ведущих колесах для дифференциалов различных типов в заданных условиях движения, существенно сократить время выбора оптимальных

Таблица 5

| Автомобиль | Значение $\tilde{P}_{тр}$ для дифференциалов | | | |
|------------|--|------------------|-----------------|-------|
| | Кон ₁ | Кон ₂ | Фр ₁ | Вяз |
| КамАЗ-4326 | 0,894 | 0,811 | 0,815 | 0,915 |
| ГАЗ-66 | 0,646* | 0,681 | 0,685 | 0,784 |
| ВАЗ-2121 | 0,826 | 0,715 | 0,716 | 0,843 |
| ВАЗ-1113 | 0,766 | 0,649 | 0,650 | 0,753 |

* — для кулачкового дифференциала.

параметров и проектирования перспективных конструкций. Рассмотренные по ней критерии оптимальности дают возможность оценить варианты условий контакта ведущих колес с опорной поверхностью, вероятные для автомобиля определенного типа и условий его эксплуатации.

Возможно также решение задачи оптимального выбора и проектирования механизма распределения мощности для условий эксплуатации, отличающихся от средних. Но для этого нужно пользоваться вероятностным критерием блокирующих свойств дифференциалов (формула № 6).

Исследование вероятных условий контакта ведущих колес с опорной поверхностью для различных режимов эксплуатации автомобиля показало, что значения рационального относительного удельного момента \hat{m}_d трения межколесного дифференциала находятся в диапазоне 0,15—0,45, причем можно выделить следующие характерные условия.

Во-первых, условия хорошие (преимущественно асфальтобетонные дороги среднего и высокого качества при весьма малой вероятности движения по обледене-

дой, мокрой грунтовой дороге, бездорожью). Здесь $\hat{m}_d = 0,15 \div 0,20$.

Во-вторых, условия неопределенные (преимущественно дороги среднего качества, с малой долей пробегам как по высококачественным дорогам, так и по бездорожью, в распутицу). Для них $\hat{m}_d = 0,20 \div 0,36$.

В-третьих, условия плохие (только грунтовые, гравийные дороги, укатанный снег и т. п., со значительной долей пробегам по рыхлому снегу, льду, пахоте и т. п.), для которых $\hat{m}_d = 0,36 \div 0,45$.

Динамика вероятностного критерия \hat{f}_{di} для КамАЗ-4326 показана на рисунке. Из него видно, что во всем рассматриваемом диапазоне вероятных условий эксплуатации этого автомобиля высокую ($0,9 \leq \hat{f}_{di} \leq 1$) эффективность имеют вязкостный, конический с малым трением и принудительной ручной блокировкой дифференциала, а также многодисковый дифференциал с программным управлением; в хороших условиях — конический с малым трением и многодисковый с режимным (дискретным) управлением, а в плохих — фрикционный с пониженным трением.

УДК 629.113/115

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СВЯЗИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС С РУЛЕВЫМ ПРИВОДОМ

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН,
канд. техн. наук Е.В. БАЛАКИНА

Волгоградский ГТУ

На неровной дороге часто возникают угловые колебания управляемых колес автомобиля. Они — итог несогласованности двойной связи колес с поддресоренной массой автомобиля через подвеску и рулевой привод. И данное несогласование имеет свои причины.

Так, при продольных линейных относительных перемещениях колеса и кузова, которые неизбежны на режимах разгона и торможения, внешний шарнир боковой тяги перемещается в горизонтальной плоскости по окружности с центром в точке пересечения внутреннего шарнира этой тяги со средней тягой. Поэтому продольного перемещения колеса нет. Но окружное перемещение вызывает самоповорот колеса вокруг оси шкворня. При вертикальных же перемещениях колеса и кузова, которые столь же неизбежны на неравномерностях микропрофиля дороги, наоборот, внешний шарнир боковой тяги перемещается в поперечной вертикальной плоскости по окружности с центром в той же точке. Что дает не только вертикальное перемещение колеса, но тоже вызывает его самоповорот вокруг оси того же шкворня.

Не учитывать этих обстоятельств при проектировании автомобиля нельзя. Другими словами, для учета кинематической несогласованности следует знать дополнительные к углам θ , вызванным поворотом рулевого колеса, углы θ_{px} и θ_{pz} самоповорота управляемого

колеса в плоскости, перпендикулярной оси шкворня, которые возникают из-за продольной и вертикальной податливостей подвески.

Очевидно, что величины данных углов зависят от перемещений колеса относительно кузова и геометрических характеристик рулевого привода — длины боковых тяг (R_r) и поворотного рычага (r) рулевой трапеции.

Расчетные схемы, помогающие решить данную задачу в отношении продольных перемещений, приведены на рис. 1 и 2.

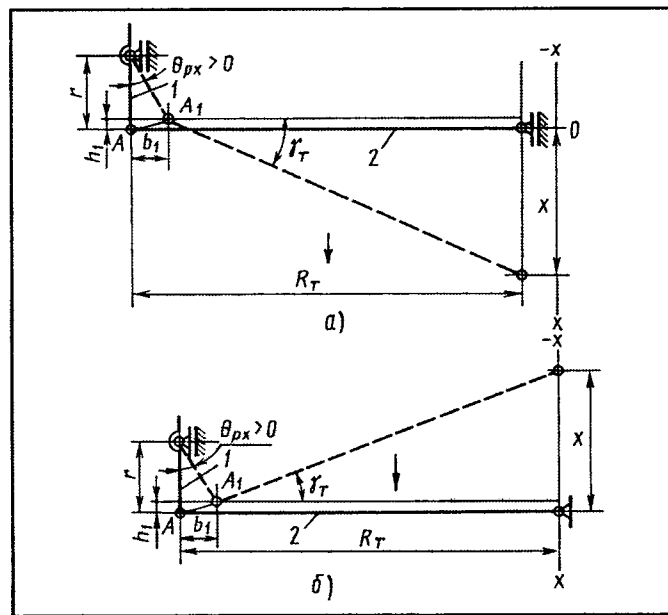


Рис. 1. Расчетная схема для определения $\theta_{px} = f(x)$ при торможении (а) и разгоне (б) автомобиля:

1 — поворотный рычаг рулевого управления; 2 — средний рычаг рулевого управления

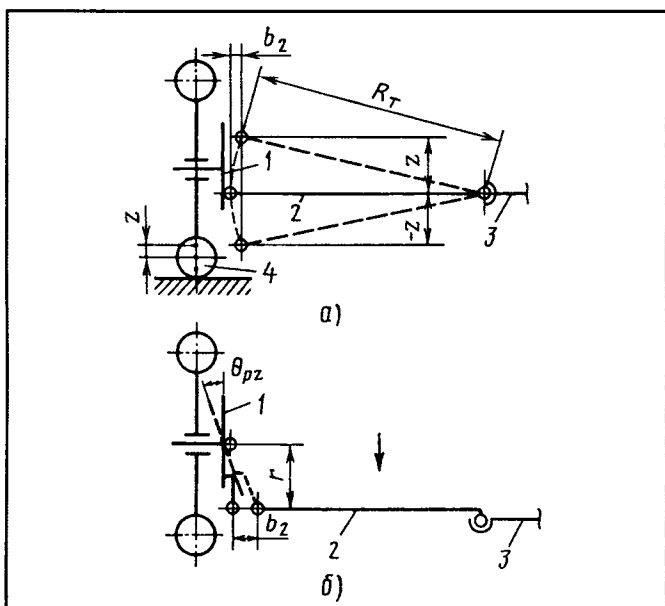


Рис. 2. Расчетная схема для определения $\theta_{pz} = f(z)$:

а — вид спереди на рулевой привод; б — вид сверху на рулевой привод; 1 — плоскость фланца поворотного кулака; 2 — боковая тяга; 3 — средняя тяга; 4 — управляемое колесо

Например, из рис. 1 видно: как при разгоне, так и при торможении автомобиля продольное смещение x кузова вызывает самоповороты левого и правого колес навстречу друг другу (в сторону схождения), а из рис. 2 — то, что те же зависимости характерны для вертикальных относительных перемещений (z) колеса и кузова: из-за податливости левое и правое управляемые колеса, аналогично предыдущему случаю, поворачиваются навстречу друг другу, т. е. сходятся.

Такова качественная картина. Чтобы получить количественную, рассмотрим рис. 1 и 2 более внимательно.

На этих рисунках угол γ_T представляет собой текущий угол поворота боковой тяги в горизонтальной плоскости, b_1 и h_1 — текущие координаты шарнира А крепления боковой тяги на поворотном рычаге рулевой трапеции, R_T — длина боковой тяги; r — длина поворотного рычага; b_2 — рассогласование траекторий поступательного и вращательного перемещений внешнего шарнира боковой тяги в поперечной вертикальной плоскости.

Если принять, исходя из практики, что угол γ_T не больше 10° и при θ_{px} , не превышающем 10° , справедливо $\sqrt{1 - \theta_{px}^2} \approx 1$, то зависимость между дополнительным углом поворота управляемого колеса вокруг оси шкворня от продольной податливости θ_{px} подвески и продольным линейным относительным перемещением x колеса и кузова для всех режимов движения автомобиля представится в виде формулы $\theta_{px} = |x|^2 / (2w_1)$, в которой $w_1 = rR_T$, $|x|$ — абсолютное, т. е. без учета знака, продольное линейное перемещение колеса относительно кузова; r — длина поворотного рычага (расстояние в горизонтальной плоскости между внешним

шарниром боковой тяги и осью шкворня при нейтральном положении колеса); R_T — длина боковой тяги.

Из чисто формального анализа формулы можно сделать вывод: углы минимальны при $|x| = 0$ и $w_1 \rightarrow \infty$. И если построить кривые зависимостей $\theta_{px} = f(x)$ при разгоне и торможении автомобиля, получим рис. 3, из которого следует:

при наличии продольных линейных относительных перемещений x кузова и управляемого колеса у автомобиля с продольно-податливой подвеской левое и правое управляемые колеса всегда поворачиваются навстречу друг другу, т. е. сходятся, независимо от знака x .

при рекомендуемых значениях x ($x = 7 \div 8$ см) и $w_1 = rR_T \geq 3000$ см² угол θ_{px} доворота колеса меньше $0,5^\circ$. С учетом этого, а также габаритных размеров АТС и следует выбирать длину R_T боковой тяги и длину r поворотного рычага рулевой трапеции.

Зависимость между дополнительным углом θ_{pz} поворота управляемого колеса вокруг оси шкворня от вертикальной податливости подвески и вертикальным линейным относительным перемещением z колеса и кузова для всех режимов движения автомобиля подчиняются закону

$$\theta_{pz} = \sqrt{\frac{z^2}{r^2} + w_2^2} - w_2; \quad w_2 = \frac{R_T}{r}.$$

Кривые, построенные в соответствии с этим законом, приведены на рис. 4. Данный рисунок, как и рис. 3 в отношении горизонтальных колебаний управляемых колес, подтверждает сказанное в начале статьи.

1. При положительных и отрицательных вертикальных линейных относительных перемещениях z колеса и кузова левое и правое управляемые колеса всегда, независимо от знака z , поворачиваются навстречу друг другу, т. е. сходятся.

2. С увеличением значения w_2 дополнительный поворот управляемого колеса при одних и тех же r и z вокруг оси шкворня уменьшается.

3. При одном и том же w_2 углы θ_{pz} тем меньше, чем больше длина r поворотного рычага рулевой трапеции.

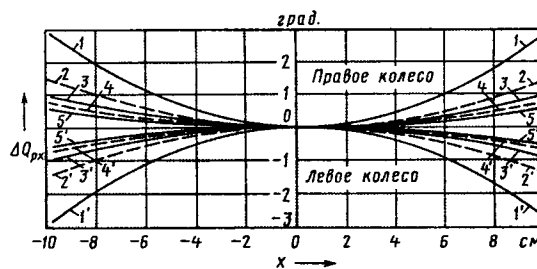


Рис. 3. Зависимость $\theta_{px} = f(x, w_1)$:

1 — для правого управляемого колеса при $w_1 = 1000$ см²; 2 — то же при $w_1 = 2000$ см²; 3 — то же при $w_1 = 3000$ см²; 4 — то же при $w_1 = 4000$ см²; 5 — то же при $w_1 = 5000$ см²; 1'–5' — аналогичные кривые для левого управляемого колеса

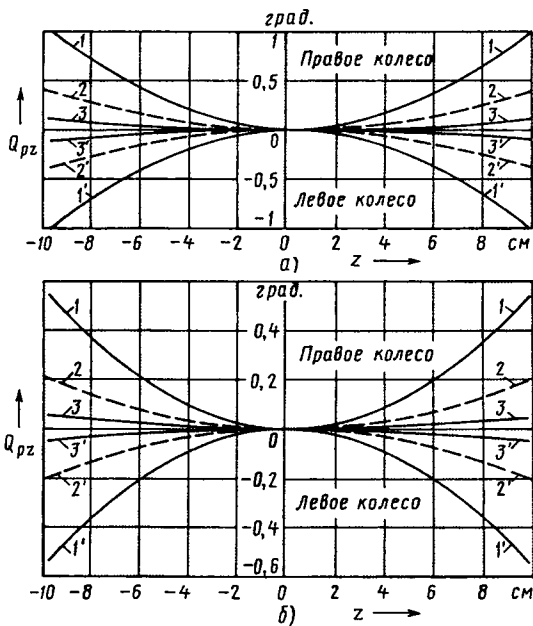


Рис. 4. Зависимость $\theta_{pz} = f(z)$ при $w_2 = 5$ (а) и при $w_2 = 10$ (б)
 1 — $r = 3$ см; 2 — $r = 5$ см; 3 — $r = 10$ см

Рассмотрим совместно дополнительные углы самоповорота управляемых колес, вызванные продольной (θ_{px}) и вертикальной (θ_{pz}) податливостями подвески. Они зависят, по сути, от одних и тех же параметров (R_r , r), но по-разному. Поэтому очень важно уметь найти оптимальное с точки зрения минимизации θ_{px} и θ_{pz} соотношение длин R_r и r . И это возможно.

Так, установлено: чтобы получить приемлемое значение θ_{px} , нужно, чтобы $w_1 = R_r r$ превышало 3000–4000 см², а чтобы получить приемлемое значение θ_{pz} значение $w_2 = R_r/r$ должно превышать 6–7.

Таким образом, практика дает нам два неравенства. Понятно, что, решив их совместно, причем с учетом конкретных конструктивных соображений, легко определить оптимальные геометрические параметры рулевого привода. Что и было сделано. В итоге доказано, что r можно менять в довольно узком диапазоне его значений: при $R_r = 120 \div 150$ см значение r не может выйти за пределы 25 ÷ 20 см.

К сожалению, приведенных соотношений создатели отечественных автомобилей не используют. Например, значения r у современных легковых автомобилей колеблются в пределах 7–18,5 см, а у зарубежных легковых автомобилей большого класса достигают 39 см.

Почему такое происходит, не секрет: сколько бы ни говорили о теории, конструкторы ориентируются на натурные эксперименты. В том числе меняют размер r до тех пор, пока управление получится "приемлемым". Однако теорией пренебрегать не следует. И она показывает: величины r на отечественных легковых автомобилях нужно увеличивать, а на некоторых зарубежных — наоборот, уменьшать. Благодаря этому амплитуды колебаний управляемых колес будут значительно уменьшены. Следовательно, улучшится управляемость и надежность автомобиля в целом.

УДК 629.1.072.5

ОБ АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ СОПРОТИВЛЕНИИ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук Р.Г. МАКАРЯН

ЕрГУАС

В отечественной технической литературе, посвященной теории автомобиля и проектированию дорог, силу P_w сопротивления воздушной среды принято определять по формулам $P_w = c \rho \omega v^2$ или $P_w = K \omega v^2$, в которых c — коэффициент аэродинамического сопротивления, ρ — плотность воздуха, ω — наибольшая площадь поперечного сечения автомобиля, а v — скорость его движения. $K = c \rho$ — коэффициент обтекаемости. За рубежом для этой цели пользуются несколько иной формулой ($P_w = \frac{\rho}{2} v^2 C_D A$), которую, оче-

видно, можно записать и в виде

$$P_w = \frac{K}{2} A v^2.$$

В данных формулах C_D — безразмерный коэффициент сопротивления, A — площадь фронтальной проекции автомобиля.

Все три формулы по физической сущности представляют собой долю динамического давления для идеальной (невязкой) жидкости в уравнении Д. Бенулли. Так что с формальной точки зрения они равноценны. Однако зарубежный вариант записи, думается, правильнее, потому что для определенного типа ав-

томобиля C_D есть постоянная величина, а K — нет: ведь плотность ρ воздуха, согласно объединенному закону Бойля-Мариотта и Гей-Люссака, прямо пропорциональна атмосферному давлению и обратно пропорциональна температуре. Поэтому даже при одинаковой температуре (скажем, при стандартных 293 К, или +20 °С) в Москве она составит 1,17 кг/м³, а в Ереване — лишь 1,07 кг/м³. Кроме того, если в нашей технической литературе данные о коэффициентах обтекаемости, как говорится, дем с огнем не сыщешь, то в зарубежной значения C_D приведены для множества моделей автомобилей: как для моделей, выпускавшихся на заре автомобилизации, так и в любом другом году, включая 2004-й. Причем эти данные очень достоверные, поскольку определены экспериментально.



УДК 621.31+621.43

ПРИНЦИПЫ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКИ И АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВС

Канд. техн. наук В.Г. НЕКРАСОВ

"НЕТРОЭН", г. Алма-Ата

Специалисты, занимающиеся проблемами термодинамики, считают: существенное повышение эффективности автомобильного двигателя возможно только путем комбинирования различных термодинамических циклов. И не только считают. Например, в настоящее время уже достаточно хорошо отработаны турбокомпаундированные двигатели, представляющие собой комбинацию поршневого и газотурбинного двигателей. Еще большие перспективы открывает опыт тепловой электроэнергетики — отрасли, где научились сочетать газотурбинный цикл с паротурбинным, получая в итоге высокоманевренную (газотурбинные агрегаты быстро запускаются и набирают мощность) и высокоэффективную (выхлопные газы турбины поступают в паровой котел, работающий в режиме утилизации тепловой энергии, выработки пара и его использования в паротурбинном цикле) силовую установку.

В парогазовом цикле в качестве надстройки может быть и поршневой ДВС. Тем более, что схемы с утилизацией тепловой энергии поршневого ДВС уже есть. Это стационарные установки для теплоснабжения, а также силовые установки на морских судах. Причем в последнем случае парогазовый цикл идет по обращенной схеме: паровой котел работает на отработавших газах дизеля, а паровая турбина — от котла. Выбатываемая этой установкой мощность, как и мощность дизеля, передается непосредственно на гребной вал судна или электрогенератор. Благодаря такому комбинированию циклов суммарный КПД силовой установки доведен до 70 %, а ее удельный расход топлива в пересчете на теплотворную способность жидкого нефтяного топлива составляет 110 г/(кВт·ч), или 81 г/(л. с.·ч).

Попытки применить такую схему предпринимались и в отношении автомобильных двигателей. И они доказали: КПД комбинированной силовой установки повышается на 12—22 %. Однако дальше экспериментов дело, к сожалению, не пошло. Ведь априори принято считать, что силовая установка, использующая парогазовый цикл, слишком большая, чтобы ее разместить в подкапотном объеме автомобиля. Мол, автомобиль — не электростанция и не морское судно, где ее размеры особой роли не играют.

Такая точка зрения, как показывает анализ, далеко не безупречна. Возьмем хорошо отработанный в электроэнергетике вариант паровой системы парогазового утилизатора: давление пара — 3,5—4 МПа, или 35—40 кгс/см²; его температура — 620—670 К, или 350—400 °С. В нем в качестве теплоносителя можно

использовать обычный антифриз (скажем, тот же "Тосол-А40"). Циркуляцию антифриза обеспечит насос шестеренного типа, имеющий примерно те же габаритные размеры, что и обычный насос системы охлаждения двигателя. Паровая турбина при ее малом диаметре становится высокооборотной и будет не больше, а возможно, меньше газовых турбин, устанавливаемых на ДВС с турбонаддувом. Теплообменник-парогенератор заменит глушитель шума выпуска или станет его первой ступенью, что тоже не увеличит габаритные размеры силовой установки.

Таким образом, остается один элемент парового утилизатора, который с точки зрения размеров может вызвать сомнение. Это конденсатор. Поэтому его и рассмотрим. Например, применительно к наиболее распространенным в странах СНГ легковым автомобилям ВАЗ.

Мощность их двигателей в среднем составляет ~50 кВт, или 68 л. с., распределение энергии в них следующее: 30 % — потери в систему охлаждения, потери с теплотой отработавших газов — тоже 30 %. В парогазовом цикле в утилизатор будут поступать и теплота охлаждения цилиндров, и теплота отработавших газов. То есть 60 % энергии топлива. КПД парового цикла среднего давления равен ~20 % (при высоком — до 24 МПа, или 240 кгс/см², давлении и температуре перегрева пара 810 К, или 540 °С), что, в принципе, вполне возможно реализовать и на автомобиле; при этом КПД парового цикла может достигать 40 %, но ограничимся средними параметрами). Следовательно, в полезную энергию в утилизаторе превращается 12 % энергии топлива. Что и было (см. выше) подтверждено на опытных двигателях с паровым утилизатором. И если КПД двигателя — 40 % (для дизеля это реально), то суммарная эффективность комбинированного двигателя составляет 52 %, что соответствует удельному расходу топлива 160 г/(кВт·ч), или 118 г/(л. с.·ч). А это означает, что через конденсатор, заменяющий радиатор системы охлаждения, в атмосферу должно сбрасываться 48 % энергии топлива. Но поскольку условия конденсации пара близки условиям охлаждения обычных двигателей (температура конденсации 373 К, или 100 °С, конденсатор атмосферного типа, без вакуума), то лимитирующим фактором становится теплопередача с воздушной стороны, и конденсатор парового утилизатора будет превышать размеры обычного радиатора в 1,6 раза ($48/30 = 1,6$).

Парогазовый цикл особенно эффективным будет в системах, состоящих из механического и электрического приводов, а также на автомобиле с аккумулятором электрической энергии.

Такой привод, как известно, требует для автомобилей среднего и малого классов двигатель мощностью ~20 кВт (27 л. с.). При этом их динамичность обеспечивает электропривод, так как он способен, используя энергию, накопленную в аккумуляторе, быстро увели-

чивать мощность, подводимую к колесам автомобиля, т. е. в кратковременном режиме. Силовой агрегат для такого варианта должен иметь, по расчетам, конденсатор с поверхностью охлаждения, равной 0,7 поверхности традиционного автомобильного радиатора.

Преимуществом силовой установки с паровым утилизатором на автомобиле с гибридным приводом будет и то, что его паровая турбина задействована на привод электрогенератора, т. е. не имеет механической связи с поршневым двигателем, что существенно упрощает конструкцию последнего.

Компоновка силовой установки в данном случае представляется следующей.

Утилизационный блок с паровой турбиной для выработки электроэнергии выполняется в виде отдельного элемента. На поршневой части двигателя устанавливается только шестеренный водяной насос, для привода которого необходима мощность менее 1 кВт (1,4 л. с.).

При использовании парового утилизатора на автомобиле, эксплуатируемом в городе, т. е. при резко переменных режимах движения, возникает необходимость сглаживания "скачков" при поступлении тепловой энергии в утилизатор. Но эта проблема также давно решена в электроэнергетике: там в качестве теплового аккумулятора для таких систем используется барабанный котел, т. е. емкость с запасом некоторого количества воды, температура которой в диапазоне изменения мощности поршневого двигателя от максимальной до нулевой (двигатель выключен) меняется в пределах 570—670 К (300—400 °С). Что позволяет паровой турбине работать в базовом режиме и при снижении мощности поршневого двигателя. В частности, расчеты показывают: чтобы при разгоне автомобиля в течение 10 с выработать дополнительную мощность 10 кВт (14 л. с.), емкость теплового аккумулятора должна быть равной ~3 л.

Второй вопрос, решение которого уже найдено в электроэнергетике и которое вполне пригодно для автотранспорта, — снижение токсичности отработавших газов путем организации ступенчатого сгорания топлива. При данном методе на первой ступени обеспечивают $\alpha < 1$. Благодаря чему практически не образуются оксиды азота. Однако сгорание идет с большим химическим "недожигом" топлива, т. е. отработавшие газы содержат много монооксида углерода и углеводородов. Поэтому в последующей зоне топки (вторая ступень процесса), когда температура газов станет ниже пороговой температуры образования оксидов азота, но еще достаточно высокой, в отработавшие газы вводят дополнительный воздух, чтобы выполнялось условие $1 < \alpha < 1,3$. Продукты неполного сгорания топлива воспламеняются и превращаются в нейтральные диоксид углерода и водяные пары, но уже без образования оксидов азота.

К сожалению, возможности метода ступенчатого сгорания ограничены, поскольку разделение на зоны малого и большого избытка воздуха в топке котла происходит в общем объеме топочной камеры, вследствие чего могут возникнуть отдельные зоны, где создаются условия для образования того или иного из токсичных компонентов. Но это в обычной котельной технике.

В случае же парогазового цикла (метод ступенчатого сгорания разработан для природного газа) камера сгорания газовой турбины работает при $\alpha < 1$, а продукты неполного сгорания (монооксид углерода, углеводороды и свободный водород) дожигают в топке котла-утилизатора. В последнем образуется пар, который затем используется в паровом цикле. То есть здесь четко выделена как зона сгорания при недостатке окислителя, так и зона с его избытком.

Данный вариант разработан в Институте высоких температур РАН (1991 г.) совместно с американской фирмой "Вестингауз", Институтом газовых технологий и фондом Макаруров и получил название "Partial oxidation" ("Частичное окисление"). В электроэнергетике он позволяет в 5—7 раз сократить эмиссию оксидов азота без увеличения содержания других токсичных компонентов в отработавших газах.

К определенным вариантам ступенчатого сгорания пришли, в общем-то, и создатели автомобильных дизелей. Взять, к примеру, дизели с разделенной или полуразделенной камерой сгорания. Процесс сгорания не называют ступенчатым, но по своей сути он именно такой. Топливо впрыскивается здесь не в надпоршневое пространство, а в форкамеру (предкамеру) небольшого объема. Оно воспламеняется при $\alpha < 1$, поэтому оксидов азота образуется очень мало. Затем продукты неполного сгорания смешиваются с воздухом в основной камере и сгорают. Итог — пониженная эмиссия оксидов азота и продуктов неполного сгорания топлива. Правда, эффект получается ниже, чем на электростанциях с парогазовым циклом. Дело в том, что дожигание в дизеле происходит тогда, когда образовавшиеся в результате сгорания топливовоздушной смеси газы еще не успели сильно расшириться. Поэтому и температура может достигать значений, при которых оксиды азота еще могут образовываться.

В дизелях с неразделенными камерами, где сгорание идет при $\alpha \approx 1,5$ (режим номинальной мощности) и даже $\alpha = 3 \div 4$ и более (частичные нагрузки), фактически также наблюдается (хотя и не так явно) ступенчатое сгорание. У корня факела распыленного топлива образуется зона богатой ($\alpha < 1$) топливовоздушной смеси, в которой топливо быстро воспламеняется, а дальнейшее сгорание идет в объеме камеры сгорания при $\alpha > 1$. Именно этим и объясняется тот общеизвестный факт, что у дизелей эмиссия токсичных компонентов в отработавших газах меньше, чем у карбюраторных двигателей. Хотя, как упоминалось выше, ступенчатое сгорание в дизелях с точки зрения токсичности отработавших газов полного эффекта не дает. Причины — очень малый промежуток времени, который отводится на весь процесс сгорания, и сложность, а зачастую и неуправляемость процесса сгорания в цилиндре.

Парогазовый цикл лишен этих недостатков. После первичного преобразования энергии (в электроэнергетике, как правило, в газовой турбине) отработавшие газы сбрасываются в котел-утилизатор, где и дожигаются продукты неполного сгорания топлива. Для дизеля, думается, легко сделать то же самое. Например, заставить его работать при $\alpha < 1$, а продукты неполного сгорания дожигать во вторичной камере, кото-

рую для интенсификации процесса целесообразно выполнить в виде циклонного аппарата. Так, как это делается в котельно-топочной технике электроэнергетики. Кроме того, узел ввода воздуха, используемого в качестве дополнительного окислителя, следует изготовлять в виде ультразвукового свистка: ультразвук обеспечит микротурбулизацию и интенсификацию процесса сгорания. (Ультразвуковые форсунки и интенсификация сгорания с помощью ультразвука — тоже известный прием котельно-топочной техники.) Наконец, воздух, подаваемый на дожигание продуктов неполного сгорания, можно обогатить озоном. (То есть воспользоваться приемом, который применяют в металлургии.)

Парогазовый цикл с первичным сгоранием топлива в цилиндрах поршневого двигателя и дожиганием продуктов неполного сгорания во вторичной камере сгорания, расположенной перед утилизатором, имеет еще один положительный эффект.

Известно, что в котельно-топочной технике для подавления оксидов азота в топку вводят карбамид (мочевину) или аммиак. Под воздействием высоких температур карбамид разлагается до монооксида углерода и аммиака, а аммиак, в свою очередь, — до водорода и азота. Как монооксид углерода, так и водород — ак-

тивные восстановители. Они раскисляют токсичные оксиды азота, "отрывая" кислород от них и преобразуя токсичный монооксид углерода в нейтральный диоксид углерода, а водород — в водяные пары.

ДВС с этой точки зрения — в более выгодном положении. Они работают на жидких нефтяных топливах. Поэтому при сгорании богатой смеси в отработавших газах и монооксид углерода, и водород уже есть (продукты неполного сгорания). Причем при температурах более 1170—1230 К (850—900 °С), которые способствуют наиболее интенсивным процессам раскисления. Значит, для нейтрализации "проскочивших" оксидов азота вводить какие-либо дополнительные реагенты не нужно.

Как видим, такие принципы электроэнергетики, как парогазовый цикл, ступенчатое сгорание, включая метод частичного окисления, нейтрализация оксидов азота восстановителями, интенсификация процессов сгорания путем турбулизации газов (циклонные топочные камеры и ультразвуки), аккумулярование тепла в барабанном котле, обогащение воздуха активными окислителями и т. д., вполне можно (и придется) применить и на автомобильных двигателях. В том числе двигателях сравнительно небольшой мощности.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 621.431.3"401"

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ РЕСУРСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

Канд. техн. наук Н.Л. ОСИПОВ
МГТУ "МАМИ"

В связи с повышением удельной мощности автомобильных двигателей конструкционные материалы, из которых выполнены детали ДВС, работают в условиях все более сложного силового воздействия. Да и сами геометрические формы этих деталей способствуют высокой концентрации напряжений в них. В результате в локальных зонах концентраторов появляются пластические деформации, которые, накапливаясь, при циклической работе двигателя могут стать и нередко становятся причиной усталостных трещин. Поэтому вопросами средне- и малоциклового усталости энергетического оборудования занимались и занимаются многие. В том числе и специалисты МГТУ "МАМИ". Причем именно им удалось получить уточненные и, что очень важно с точки зрения практики, весьма простые соотношения, позволяющие ориентировочно оценить ресурс конструктивных элементов ДВС как на начальной стадии его проектирования, так и при ремонте.

Как известно, для приближенного вычисления упругопластического состояния при монотонном нагружении в локальной зоне концентратора чаще всего используют соотношение Нейбера (формула № 1 в таблице), устанавливающее зависимость между коэффициентами концентрации упругопластических деформаций (K_ϵ) и напряжений (K_σ) в этой зоне и теоретическим (упругим) коэффициентом α_σ концентрации напряжений для данного типа концентратора.

Такое соотношение характеризует случай преобладающего одноосного напряженно-деформированного состояния у вершины концентратора. И если к нему добавить уравнение кривой статического деформирования (формула № 2), то можно рассчитать значения местных напряжений и деформаций.

При знакопеременной циклической нагрузке на деталь вычисления повторяются в каждой точке изменения направления нагрузки на обратное с соответствующим построением кривой деформирования. Это позволяет моделировать протекание деформационного процесса возле концентратора.

Однако также хорошо известно, что соотношение Нейбера дает завышенные величины местных пластических деформаций. Поэтому его нужно корректиро-

| № формулы | Формула | Примечания |
|-----------|---|--|
| 1 | $\alpha_{\sigma}^2 = K_{\sigma} K_{\varepsilon} = \varepsilon \sigma / e S$ | ε — местная упругопластическая деформация; e — номинальная деформация; S — номинальные однородные напряжения |
| 2 | $\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + A \left(\frac{\sigma}{\sigma_T} \right)^n$ | E — модуль упругости первого рода; A и n — параметры аппроксимации (для стали: $A \approx 0,002$; $n \approx 6 \div 10$); σ_T — предел текучести материала |
| 3 | $W_{\sigma} = \int_0^{\varepsilon} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon = \int_0^{\varepsilon} E \varepsilon d\varepsilon = E \frac{\varepsilon^2}{2} = \frac{\sigma^2}{2E}$ | — |
| 4 | $W_s = \int_0^e S(e) de = \int_0^e E e de = E \frac{e^2}{2} = \frac{S^2}{2E}$ | — |
| 5 | $\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma}{S} = \frac{W_{\sigma}}{W_s}$ | — |
| 6 | $W_{\sigma} = \frac{\sigma^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma \left(\frac{\sigma}{\sigma_T} \right)^n = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon^e + \frac{n}{n+1} \sigma \varepsilon^p$ | ε^e — упругая составляющая деформации; ε^p — пластическая составляющая деформации |
| 7 | $\alpha_{\sigma} = \sqrt{\frac{\frac{\sigma^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma \left(\frac{\sigma}{\sigma_T} \right)^n}{\frac{S^2}{2E}}}$ | — |
| 8 | $\frac{(\alpha_{\sigma} S)^2}{2E} = \frac{\sigma^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma \left(\frac{\sigma}{\sigma_T} \right)^n$ | — |
| 9 | $\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + A' \left(\frac{\Delta \sigma}{2\sigma_T'} \right)^n$; $\frac{(\alpha_{\sigma} \Delta S)^2}{4E} = \frac{\Delta \sigma^2}{4E} + A' \frac{n'}{n'+1} \Delta \sigma \left(\frac{\Delta \sigma}{2\sigma_T'} \right)^{n'}$ | σ_T' , A' , n' — условный предел текучести и параметры аппроксимации кривой циклического нагружения (см. Серенсен С. В. и др. Прочность при малоцикловом нагружении. Основы методов расчета и испытаний. — М.: Наука, 1975) |
| 10 | $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p = \frac{\sigma}{E} + \Delta \varepsilon^p \left(\frac{\sigma}{\Delta \sigma} \right)^{n'}$ | — |
| 11 | $\Delta W_p = \int \sigma d\varepsilon^p = \Delta \sigma \Delta \varepsilon^p - 2 \int_0^{\Delta \sigma} \varepsilon^p d\sigma = \frac{1-n'}{1+n'} \Delta \sigma \Delta \varepsilon^p$ | Для конструкционных сталей $n' \approx 0,143$ |
| 12 | $\Delta \omega = (\Delta W_p / W^*)^k$ | $W^* = \int_0^{\varepsilon_B} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon$ — полная удельная потенциальная энергия, которой располагает материал; k — показатель усталостного повреждения детали |
| 13 | $\omega = N \left[\frac{1-n'}{1+n'} \Delta \sigma \Delta \varepsilon^p \right]^k : \left[\frac{\sigma_B^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma_B \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_T} \right)^n \right] < 1$ | N — число циклов нагружения с определенной амплитудой (размахом) колебаний; σ_B — временное сопротивление материала при статическом деформировании |
| 14 | $\Delta W_p = N_f^{-1/k} (W^*)^{1/k} = (1-n)(1+n) \Delta \sigma \Delta \varepsilon$ | — |
| 15 | $\Delta \sigma = 2\sigma_f N_f^b \approx 4\sigma_B N_f^b$ | b — тангенс угла наклона прямой $\Delta \sigma / 2 - N_f$ в логарифмических координатах |
| 16 | $\Delta \varepsilon^p = W^* / (2(1-n)/(1+n)\sigma_f) N_f^{-1/k-b} = \varepsilon_f N_f^c$ | ε_f — коэффициент циклической вязкости материала; c — ее показатель (для сталей $b \approx 0,09$, $c \approx 0,567$; ориентировочное значение k : $-1/k - b = c$, или $\approx 1,517$) |

| № формулы | Формула | Примечания |
|-----------|--|---|
| 17 | $\frac{(\alpha_{\sigma_i} S)^2}{2E} = \frac{\sigma_i^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^n; \varepsilon_i = \frac{\sigma_i}{E} + A \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^n$ | — |
| 18 | $\alpha_{\sigma_i} = \alpha_{\sigma} \sqrt{1/2[(1-a_e)^2 + (a_e - b_e)^2 + (1-b_e)^2]}$ | $a_e = \sigma_2/\sigma_1; b_e = \sigma_3/\sigma_1$ (вычисляются для упругого состояния материала) |
| 19 | $\sigma_i = \sqrt{3/2} s_{ij} s_{ij}; \varepsilon_i = \sqrt{2/3} e_{ij} e_{ij}$ | $\sigma_e = \sigma_1/\sigma_2$, причем σ_1 и σ_2 вычисляются для $\sigma < \sigma_T$; σ', ε' — соответственно интенсивности напряжений и деформаций |
| 20 | $s_{ij} = \sigma_{ij} - 1/3 \sigma_{kk} \delta_{ij}; e_{ij} = \varepsilon_{ij} - 1/3 \varepsilon_{kk} \delta_{ij}$ | s_{ij}, e_{ij} — девиаторы напряжений и деформаций; σ_{kk} — символ Кронекера; $\varepsilon_{kk} = (1 - 2\nu)/E \sigma_{kk}$; ν — коэффициент Пуассона |
| 21 | $\frac{(\alpha_{\sigma_i} \Delta S_i)^2}{4E} = \frac{\Delta \sigma_i^2}{4E} + A' \frac{n'}{n'+1} \Delta \sigma_i \left(\frac{\Delta \sigma_i}{2\sigma_T}\right)^{n'};$ $\frac{\Delta \varepsilon_i}{2} = \frac{\Delta \sigma_i}{2E} + A' \left(\frac{\Delta \sigma_i}{2\sigma_T}\right)^{n'}$ | $\Delta \varepsilon_i$ — размах интенсивностей деформаций; $\Delta \sigma_i$ — размах интенсивностей напряжений |
| 22 | $\omega = N \left\{ \left[\frac{1-n'}{1+n'} \Delta \sigma_i \Delta \varepsilon_i^p \right] : \left[\frac{\sigma_B^2}{2E} + A \frac{n}{n+1} \sigma_B \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_T}\right)^n \right] \right\}^k < 1$ | N — число циклов нагружения |
| 23 | $d\sigma_i = \frac{\alpha_{\sigma_i}^2 S_i}{\sigma_i + A E n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^n} dS; d\varepsilon_i = \left[\frac{1}{E} + \frac{A n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^n}{\sigma_i} \right] d\sigma_i$ | — |
| 24 | $e_{ij} = \frac{1+\nu}{E} s_{ij} + \frac{3}{2} \frac{A}{\sigma_T} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^{n-1} s_{ij}$ | — |
| 25 | $\sigma_i = \sqrt{1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$ | — |
| 26 | $de_{ij} = \frac{1+\nu}{E} ds_{ij} + \frac{3}{2} \frac{A}{\sigma_T} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_T}\right)^{n-1} ds_{ij}$ | — |
| 27 | $\frac{d\varepsilon_2}{d\varepsilon_1} = C_1; \frac{d\varepsilon_3}{d\varepsilon_1} = C_2$ | — |
| 28 | $\frac{d\omega}{d\varepsilon_i^p} = \beta (\varepsilon_i^p)^\gamma$ | $\varepsilon_i^p = \frac{1}{2} \sqrt{e_{ij}^p e_{ij}^p}$ — интенсивность тензора; ω — та же, что и выше, функция, характеризующая скалярную меру поврежденности материала детали, которая монотонно возрастает при увеличении пластической деформации, равна нулю при ее отсутствии и единице — при разрушении; β — нормируемый множитель; γ — физическая константа материала |
| 29 | $\omega = \int_0^{\varepsilon_i^p} \beta (\varepsilon_i^p)^\gamma d\varepsilon_i^p = \frac{\beta}{1+\gamma} (\varepsilon_i^p)^{1+\gamma} + C < 1$ | — |
| 30 | $\omega = \left(\frac{\varepsilon_i^p}{\varepsilon_i^{p*}}\right)^{\gamma+1} + C < 1$ | — |
| 31 | $\omega = \sum_{l=1}^m \omega_l = \sum_{l=1}^m \left(\frac{\varepsilon_l^p}{\varepsilon_i^{p*}}\right)^{\gamma+1} < 1$ | — |
| 32 | $\sum_{l=1}^{N_f} \omega_l = N_f (\Delta \varepsilon_i^p / \varepsilon_i^{p*})^{\gamma+1} = 1$ | — |
| 33 | $\varepsilon_i^{p*} = 2\sqrt{3} \ln(d_0/d)$ | d_0 — начальный диаметр образца; d — диаметр образца в момент разрушения |

вать. Один из вариантов такой коррекции, основанный на энергетическом подходе, и рассматривается ниже.

Допустим, что у дна концентратора существует одноосное напряженное состояние, причем напряжение меньше σ_p . Тогда удельная потенциальная энергия W_σ деформации в области концентратора и энергия W_s вдали от него могут быть выражены соответственно формулами № 3 и 4, а теоретический коэффициент α_c концентрации напряжений — формулой № 5.

Предположим, далее, что перераспределение энергии не будет значительным, если у дна концентратора появится пластическое течение материала. (Это предположение основывается на том, что локальный очаг пластического состояния весьма мал и окружен гораздо большим объемом жесткого упругого материала. При этом в области концентратора реализуется жесткое нагружение, контролируемое остальным упругодеформируемым массивом материала детали.) Тогда соотношение в формуле № 5 между коэффициентом концентрации и удельной энергией деформации сохраняется неизменным, а формула № 3 превращается в формулу № 6. То есть при наличии местного пластического течения около концентратора формула № 5 принимает вид формулы № 7. Из нее легко получается более удобная для использования совместно с формулой № 2 формула № 8. Решая эту систему, получаем искомые значения упругопластической деформации ε и напряжения σ .

Формула № 1 отличается от формулы № 7 тем, что в первом случае уравнение энергий $1/2\varepsilon\sigma = \alpha_c^2(1/2eS)$ геометрически, в координатных осях σ — ε , выражает равенство площадей треугольников, образованных секущими кривой деформирования, а во втором — площадь треугольника $\alpha_c^2(1/2eS)$ строго равна площади под кривой статического деформирования. За счет этого деформации и напряжения, рассчитанные на основе энергетического подхода, будут меньше вычисленных по правилу Нейбера, значит, ближе к фактическим.

При регулярном циклическом нагружении эти уравнения обобщают и записывают в терминах амплитуд деформации ($\Delta\varepsilon/2$) и напряжения ($\Delta\sigma/2$; $\Delta S/2$). То есть в виде системы (формула № 9).

Таким образом, можно ожидать, что и при циклическом нагружении уравнения, входящие в формулу № 9, отвечают более консервативному значению долговечности, чем в случае правила Нейбера.

Для количественной оценки долговечности деталей в МГТУ "МАМИ" также используют энергетический подход.

При одноосном напряженном состоянии у дна концентратора и регулярном циклическом жестком нагружении петля упругопластического гистерезиса замкнута. Общая деформация в полцикле равна сумме упругой ($\Delta\varepsilon^e$) и пластической ($\Delta\varepsilon^p$) деформаций. Помещая начало исходной системы координат σ — ε в точку минимальных или максимальных напряжения и деформации в цикле, можно описать форму петли гистерезиса функцией в виде формулы № 10. Тогда рассеяние удельной работы деформации за цикл упругопластического деформирования представится формулой № 11.

Предположим, что скалярная мера $\Delta\omega$ повреждения за цикл есть функция рассеянной удельной энергии

пластической деформации ΔW_p (формула № 12). Очевидно, что разрушение материала произойдет, когда мера общего накопленного повреждения $\omega = N\Delta\omega$ станет равной единице. Таким образом, критерий степени усталостного повреждения предстанет в виде формулы № 13. Если принять $\omega = 1$, легко вычислить разрушающее число циклов N_f .

Анализируя формулы № 12 и 13, обнаруживаем, что для определения ΔW_p можно получить формулу № 14. С другой стороны, из публикаций известно, что значение $\Delta\sigma$ можно определить по формуле № 15. Следовательно, значение $\Delta\varepsilon^p$ дает формула № 16, которая соответствует закону Коффина-Мэнсона в форме: $\Delta\varepsilon^p = \varepsilon_f N_f^e$.

При сложном напряженном состоянии у дна концентратора и простом нагружении разрешающие уравнения (формулы № 2 и 7) для вычисления интенсивностей напряжений и деформаций можно записать аналогично. Для статического нагружения это будет система № 17, составляющие которой определяются по формулам № 18, 19 и 20.

Так же определяется и интенсивность S_i номинальных напряжений.

Для простого и регулярного циклического нагружения формулы обобщаются в систему № 21, где интенсивности напряжений и деформаций записываются, как и в формулах № 19 и 20, но — в размахах. При этом критерий поврежденности (формула № 13) принимает вид формулы № 22.

При непропорциональном нагружении уравнения формулы № 17 следует записать (для учета истории нагружения) в дифференциальной форме (уравнения формулы № 23). По этим уравнениям, задавая нагрузку малыми шагами, можно проследить весь процесс изменения напряженно-деформированного состояния детали, причем в случае ориентировочных расчетов — обойтись лишь знанием интенсивностей напряжений и деформаций в зоне концентратора, т. е. решением систем № 17, 21 или 23. При более подробном, хотя и предварительном, исследовании могут потребоваться компоненты тензоров напряжений и деформаций. Тогда при простом монотонном нагружении физический закон деформирования материала (см. формулу № 2) в обобщенном виде приобретает вид формулы № 24.

Эти шесть (формулы № 17, 21 и 23) уравнений содержат 12 неизвестных компонент напряжений и деформаций. Для их определения одного дополнительного соотношения типа Нейбера (см. формулу № 1) или формулы № 7 недостаточно. Однако если учесть, что в большинстве случаев на поверхности дна концентратора сосредоточены лишь главные напряжения и деформации, то их можно вычислить, используя аппроксимацию типа Нейбера.

Так, для главных компонент формула № 24 запишется в виде той же формулы № 26, а для интенсивности напряжений — формулы № 25.

Для решения задачи необходимы еще два дополнительных условия.

Из физических соображений можно предположить, что в очаге концентрации в стесненных условиях деформирования отношения главных деформаций, т. е. $\varepsilon_2/\varepsilon_1$ и $\varepsilon_3/\varepsilon_1$, остаются и в упругом, и в упругопла-

стическом состоянии материала неизменными, т. е. $\varepsilon_2/\varepsilon_1 = C_1$, $\varepsilon_3/\varepsilon_1 = C_2$. Поэтому, рассчитав лишь упругую деформацию детали, можно вычислить "константы" C_1 и C_2 .

Теперь, объединяя и решая совместно уравнения № 17 и 23, легко найти главные компоненты упругопластического напряженно-деформированного состояния в концентраторе. Причем в случае непропорционального нагружения формулы для e_{ij} и $\varepsilon_2/\varepsilon_1$ следует записать в дифференциальной форме, т. е. в виде формул № 26 и 27. Затем, объединяя и решая совместно уравнения № 23, 25, 26 и 27 на каждом малом шаге нагружения, — проследить всю историю процесса упругопластического деформирования в очаге концентратора.

В общем случае переменного нагружения для оценки степени поврежденности материала целесообразнее использовать критерии деформационного типа. Кинетическое уравнение, определяющее характер накопления повреждения при монотонном активном деформировании, зададим в виде дифференциального закона (формула № 28), а из него, интегрируя, получим выражение для меры поврежденности (формула № 29).

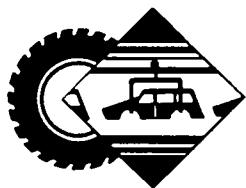
Из определения функции поврежденности следуют граничные условия: при $(\varepsilon')^p = 0$ значение $\omega = 0$;

при предельном значении пластичности $(\varepsilon')^p - \omega = 1$. Из первого условия следует $C = 0$. С учетом этого: $\beta = (1 + \gamma)/(\varepsilon_f^p)^{\gamma + 1}$. Тогда формула № 29 превращается в формулу № 30, а при переменном нагружении — в формулу № 31.

Коэффициент нелинейности γ определяется экспериментально. Для выбора его ориентировочного значения рассмотрим накопление поврежденности в процессе жесткого циклического деформирования.

Согласно кинетическому уравнению № 32 за один цикл величина накопленной поврежденности $\Delta\omega$ составит $(\Delta\varepsilon_i^p/\Delta\varepsilon_f^p)^{\gamma + 1}$, а за разрушающее число циклов N накопления поврежденность можно подсчитать по формуле № 32. Сравнивая эту формулу с уравнением Коффина-Мэнсона в форме $\Delta\varepsilon_i^p/2N_f^{\xi} = \text{const}$, где ξ — физическая константа материала, определяемая экспериментально, получаем $\gamma = 1/\xi - 1$. Значения ξ приводятся в литературе, поэтому определить γ труда не представляет. Но это, в общем-то, и не нужно, поскольку литературные источники сообщают: для конструкционных сталей $\gamma \approx 2$.

Предельная пластическая деформация определяется из опытов на простое растяжение и подсчитывается по формуле № 33.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.431.3:539.389.2

ЛАЗЕРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ

Б.П. БУГАЙ, доктора техн. наук И.Ф. БУХАНОВА и В.М. ЖУРАВЕЛЬ,
В.В. ДИВИНСКИЙ, Ю.Г. СУББОТИН, канд. техн. наук С.Н. ФЕДОРОВ

ОАО "Автодизель", НПО "Лазертерм"

В современной мировой практике производства гильз дизелей существуют два метода: использование упрочняющих технологий и специальных легированных чугунов, обеспечивающих получение регулярной фосфидной эвтектоидной структуры при отливке. Первый из них характерен для отечественного дизелестроения, второй — для западноевропейского. Почему — понятно: упрочняющие технологии — дань пока еще недостаточно высокому качеству российских горюче-смазочных материалов.

Традиционно применяемые у нас упрочняющие технологии — объемная закалка, закалка ТВЧ и др. Но, как показывает опыт, они обладают такими существенными недостатками, с которыми сегодня мириться уже нельзя: дают значительные деформации гильз, т. е. искажают их форму в продольном и поперечном сечениях, что увеличивает расход масла и содержание вредных веществ в отработавших газах; создают высокий уровень механических напряжений, особенно в зоне бурта, в некоторых случаях способствуя разрушению гильз; они сопряжены с необходимостью больших объемов механообработки зон с высо-

кой твердостью, что повышает расход инструмента; требуют больших затрат энергии и т. п. Поэтому специалисты предприятий дизелестроения, не рискуя перейти на западноевропейский вариант изготовления гильз, ищут новые способы упрочнения последних. И здесь, на наш взгляд, наибольший интерес представляет лазерная термообработка, преимущества которой перед традиционными методами безусловны. Это — бесконтактный, направленный в заданную зону поверхности концентрированный подвод теплоты; минимальные деформации деталей, следовательно, и уменьшение объема механической обработки; ненужность специальных охлаждающих жидкостей; возможность встраивания в поточные линии механообработки; экологическая чистота процесса. Кроме того, у нас в конце 1980-х — начале 1990-х годов эксперименты по лазерному упрочнению зеркал гильз уже проводились (КамаЗ, ГАЗ, НИИТавтопром, ЦНИИТИ МОП и др.), проводятся они и за рубежом (японская фирма "Рикен", американская "Дженерал Моторс" и др.), а в Китае, где дорожные условия и качество ГСМ близки к российским, данная технология освоена в серийном производстве дизелей для грузовых автомобилей. Так что внедрять ее в ОАО "Автодизель" приходится не на пустом месте. Тем более, что осваивать нужно. Иначе решить двуединую задачу — получить геометрические характеристики гильз в продольном и поперечном сечениях, обеспечивающие экологические нормы "Евро-3" и "Евро-4", сохранить или даже повысить при

этом износостойкость гильз за счет создания оптимальных триботехнических рисунков на их поверхностях, нельзя.

Учитывая все сказанное, специалисты НПЦ "Лазертерм" и ОАО "Автодизель" на основе опыта предшественников работу в этом направлении начали, как обычно, с разработки технических требований к технологическому процессу и методики исследований. Причем в последнем случае ничего особенного придумывать не стали, т. е. приспособляли ранее освоенные ими методики к новой потребности.

Так, исследования вели в два этапа: на образцах, которые вырезали из гильз цилиндров после черного их хонингования и фосфатирования по принятой на заводе технологии, и непосредственно на двигателях. На образцах изучали структуру и свойства специального чугуна под воздействием лазерного излучения, выбирали оптимальные режимы лазерной обработки гильз, а на двигателях проверяли эффективность выбранных решений.

При исследованиях выходную мощность лазерного излучения варьировали в диапазоне 1,5–3,5 кВт, диаметр пятна (ширину дорожки) меняли от 3 до 8 мм, относительную скорость перемещения образца — от 0,4 до 1,5 м/мин, расстояние между дорожками — от нуля до 40 мм. В качестве критериев оптимизации принимали глубину, твердость и микроструктуру закаленного слоя, а также оплав поверхности. Для оценки параметров лазерной обработки и их влияния на износостойкость гильз, в том числе повышения задиры и износостойкости пары "гильза—поршневое кольцо", разработали семь вариантов триботехнических рисунков (схем) нанесения многозаходных упрочняющих дорожек (скрещенных спиралей), отличающихся числом, углами наклона и процентом "заполнения", т. е. отношением площадей поверхности, упрочненной лазерным излучением, к поверхности общей.

Форму поверхности гильз цилиндров в свободном состоянии до и после лазерного упрочнения, а также деформации гильз в результате старения (через три месяца после лазерной обработки) оценивали по записям круглограмм в соответствии со стандартными для ОАО "Автодизель" методиками; шероховатость поверхности, измеренную профилометром "Талисфер-4", — по профилограммам с различными увеличениями; износостойкость и работоспособность серийных и упрочненных с помощью лазера деталей сравнивали по наличию натиров и задиры, величине износов (например, гильз и поршневых колец — по изменению радиальной толщины и высоты), а также по количеству расходуемого масла и картерных газов через 500 и 1000 ч работы дизеля.

Все эксперименты по лазерному упрочнению образцов и гильз выполняли на автоматизированном технологическом комплексе (рис. 1), состоящем из специализированной лазерной установки ЛН-2 или 5НМ-И1 для термообработки (разработчик и изготовитель — НПЦ "Лазертерм" — ОАО "ВНИИЭТО") мощностью 2,5–3,5 кВт, выполненных на базе многолучевого лазера "ИГЛАН-3М" с диффузионным охлаждением и медленной осевой прокачкой рабочей смеси (разработка Института проблем механики РАН),

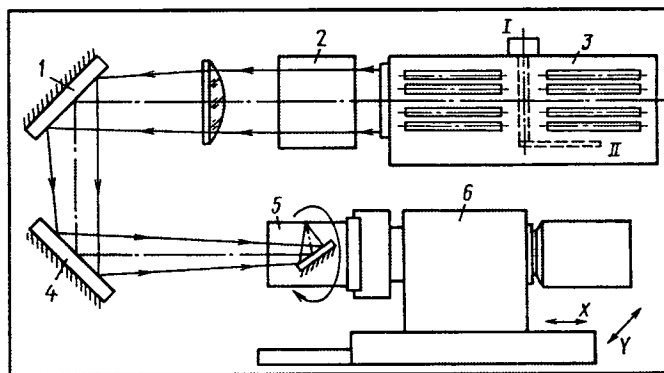


Рис. 1. Оптико-механическая схема лазерного комплекса для обработки гильз дизеля:

1, 4 и 5 — поворотные зеркала; 2 — измеритель мощности; 3 — прерыватель; 6 — станок с ЧПУ

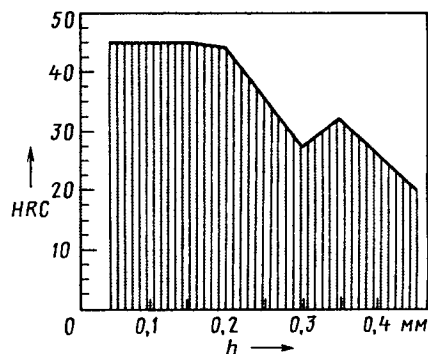


Рис. 2. Распределение микротвердости по глубине упрочненного слоя (мощность лазерного излучения — 2 кВт, ширина световой дорожки — 3 мм)

манипулятора и внешней оптико-механической системы транспортирования и фокусировки излучения. Для обеспечения высокого уровня мощности излучения в общем резонаторе данных установок размещен пакет параллельно расположенных газоразрядных трубок малого диаметра, т. е. применен трубчатый лазер. Управление лазерной установкой автоматизировано, что позволяет упростить процедуру обслуживания, сократить время запуска, устранить необходимость настройки различных параметров и снизить требования к квалификации оператора.

Комплекс обеспечивает получение зон закалки без оплавления или с минимальным оплавлением поверхности, это, по существу, определяет структуру и свойства материала в поверхностных слоях. Дело в том, что в таких зонах в материале происходят те же фазовые превращения, что и при обычной закалке на мартенсит. Однако поверхность окисляется значительно меньше, чем при закалке ТВЧ, поскольку скорость нагрева до высоких температур на 2–4 порядка выше. И охлаждение за счет теплоотвода в тело детали — тоже быстрое. Результат того и другого — мелкозернистые структуры. При этом типичное распределение микротвердости матрицы по толщине упрочненного слоя оказывается таким, как показано на рис. 2.

В ходе экспериментов установлено, что глубина термоупрочненного поверхностного слоя изменяется от 0,1 до 0,75 мм в зависимости от мощности лазерного излучения и скорости перемещения образца.

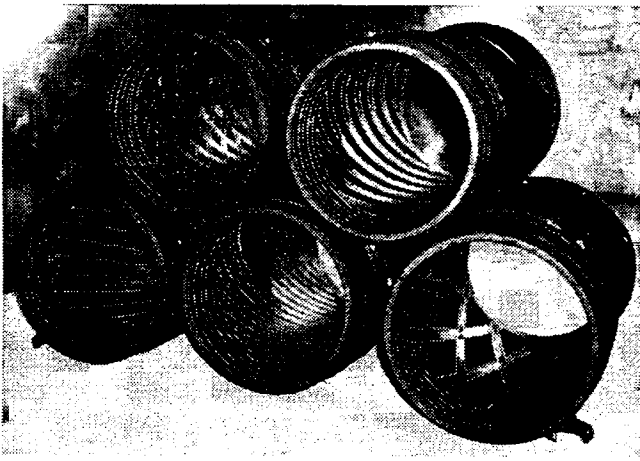


Рис. 3. Гильзы, упрочненные лазером по различным триботехническим схемам (перед механической обработкой)

Анализ результатов исследований образцов позволил выбрать наиболее выгодные со всех точек зрения параметры лазерной обработки гильз без оплавления поверхности. Они следующие: мощность излучения лазера — 2—2,5 кВт; скорость обработки — 0,9—12 м/мин; ширина зоны закалки — 4—8 мм. Именно они обеспечивают нужные глубину h закалки, равную 0,3—0,45 мм, твердость, достигающую 8000—9000 МПа, или 800—900 кгс/см². Величина припуска под лазерную обработку, в том числе получение требуемого рельефа поверхности детали (гильзы), и последующее хонингование составляет 0,05—0,15 мм. Причем независимо от характера триботехнического рисунка. Но с целью уменьшения деформации гильзы после нанесения этих рисунков на ней пришлось дополнительно выполнять пять (две — в зоне бурта и три — с противоположного конца на выходе) кольцевых "армирующих" дорожек, непосредственно примыкающих к упрочненной поверхности.

Гильзы, упрочненные лазером перед механической обработкой по различным триботехническим схемам, показаны на рис. 3. Среднестатистические отклонения их формы (некруглость) лежат в пределах 0,025 мм на сторону, а эллипсность не превышает 0,35 мм. Но следует учитывать, что при лазерной обработке неизбежна усадка гильзы по внутреннему диаметру: она со-

ставляет 0,03—0,04 мм. Время, затрачиваемое на хонингование упрочненного зеркала гильзы, примерно то же, что и в случае серийной; некруглость окончательно обработанных деталей составляет 3—4 мкм, в то время как серийных — 15 мкм.

Гильзы дизеля ЯМЗ-7511, прошедшие операции лазерного упрочнения, после 1000-часовых испытаний практически не имели дефектов. Пропуск газов в процессе испытаний не превышал 7,2—7,5 м³/ч, расход масла был не больше 0,15 % расхода топлива; средняя величина износов гильз по диаметру оказалась равной 6—7 мкм, верхних компрессионных колец по радиальной толщине и гильз в зоне остановки верхнего кольца — 13—16 мкм (в зависимости от триботехнического рисунка гильзы). Износы других деталей ЦПГ находились в пределах точности измерений. В то же время средний износ серийных гильз с фосфатированной рабочей поверхностью составил 11 мкм, а верхних компрессионных колец по радиальной толщине — 12 мкм. То есть гильзы с лазерной обработкой рабочей поверхности (зеркала) вполне удовлетворяют требованиям по надежности и работоспособности.

К сожалению, 1000-часовыми стендовыми испытаниями оптимальный с точки зрения износа гильз триботехнический рисунок выявить не удалось. Однако проводящиеся в настоящее время ходовые испытания дизелей в подконтрольных автохозяйствах, по-видимому, позволят заполнить этот пробел.

Таким образом, специалисты ОАО "Автодизель" и НТЦ "Лазертем" доказали, что лазерное упрочнение гильз цилиндров — действительно перспективной (с точки зрения повышения эксплуатационных характеристик и технологичности изготовления дизелей большегрузных АТС) метод. Доказали на основе своих работ, которые по методическому обоснованию, объему исследований, метрографическим и метрологическим анализам и испытаниям в составе дизеля не имеют аналогов ни в отечественной, ни в зарубежной практике.

При этом нельзя не отметить, что решение данной проблемы не прошло бы столь "гладко", не будь, как уже упоминалось, наработок предшественников. И прежде всего специалистов КамАЗа: В.М. Баринова, Д.Х. Валеева, Н.А. Гатаулина, П.С. Макаревича, Г.Г. Патоки и П.В. Юрина.

УДК 629.114.4

ОПТИМИЗАЦИЯ БОКОВОГО ОБТЕКАТЕЛЯ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В.С. КАРАБЦЕВ, канд. техн. наук Д.Х. ВАЛЕЕВ

КамАЗ

При разработке конструкции современных большегрузных автомобилей значительную часть объема НИР составляют исследования аэродинамических характеристик кабин. Цель таких исследований: минимизация лобового (аэродина-

мического) сопротивления, отложение пыли, грязи и снега на боковых поверхностях кабины и кузова, лобовом и боковых стеклах; обеспечение комфортного микроклимата на рабочем месте водителя; повышение эффективности системы охлаж-

дения двигателя за счет рационального использования энергии набегающего потока и т. д. Технология исследований, как правило, традиционная: испытания масштабных моделей в аэродинамических трубах. Однако затраты на строительство аэродинамических труб или оплату их аренды, изготовление масштабных моделей и сами исследования настолько значительны, что далеко не каждая автомобилестроительная фирма может себе их позволить. Поэтому в последние годы в практике аэродинамического проекти-

рования автомобилей, в том числе их кабин, все чаще применяются более дешевые методы численного (математического) моделирования. Натурные же испытания АТС в реальных условиях фактически преданы забвению, хотя в ряде случаев они позволяют достаточно эффективно, при невысокой стоимости, решать многие практические задачи. Например, КамАЗу они дали возможность оценить влияние бокового обтекателя кабины на структуру потока, обтекающего ее боковую поверхность и зону колесной ниши, т. е. решить проблему защиты дверей, боковых стенок кабины и внешних зеркал заднего вида от грязи и воды, поднимаемых передними колесами при движении автомобиля.

Для устранения этого явления в конструкциях грузовых автомобилей, как известно, применяют боковые обтекатели (рис. 1). И здесь специалисты КамАЗа, с точки зрения защитных конструкций, ничего нового не изобрели, поскольку занимались теми же боковыми обтекателями, формирующими направленный вдоль двери кабины поток воздуха, который препятствует движению частиц грязной воды вверх. То есть устройством, широко применяемым всеми автомобилестроительными фирмами. Прорыв в другом: найдено решение, позволяющее

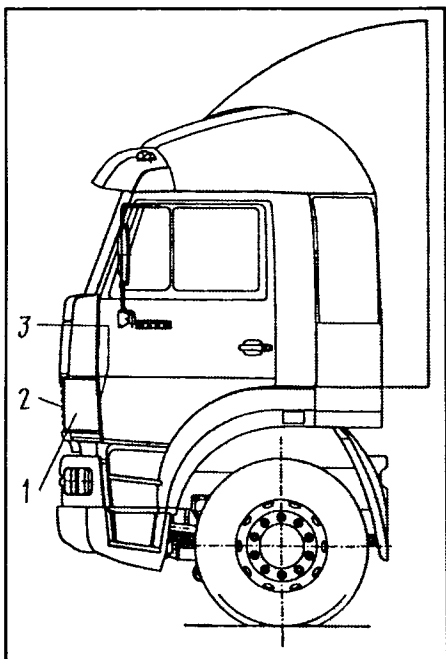


Рис. 1. Кабина с боковым обтекателем: 1 — боковой обтекатель; 2 — входное его сечение; 3 — выходное его сечение

"подгонять" обтекатели к автомобилю таким образом, чтобы они в любых условиях работали наиболее эффективно.

Для этого, естественно, пришлось провести специальные исследования, в ходе которых было установлено, что эффективность бокового обтекателя зависит от формы его поверхности, размеров входного и выходного сечений, а также конфигурации передней панели кабины и скорости движения автомобиля. Другими словами, удалось получить качественную зависимость между конструкцией обтекателя и его эффективностью.

Однако для конструктора еще более важны зависимости количественные. Поэтому в дальнейшем использовалась теория планирования многофакторного эксперимента, так как она дает возможность построить математическую модель изучаемого явления, значительно сократить число опытов и достаточно точно оптимизировать геометрические параметры изделия (в рассматриваемом случае — обтекателя).

К независимым факторам, определяющим характер обтекания боковых поверхностей кабины и колесных ниш, были отнесены те параметры, к которым эффективность обтекателя оказалась наиболее чувствительной. Это скорость движения автомобиля, ширина h_1 входного и h_2 выходного сечений обтекателя. В качестве функции отклика, или оптимизационного параметра, взяли объемный расход Q воздуха на выходе обтекателя.

Данный расход, как известно, можно измерить непосредственно, но можно и вычислить по формуле $Q = V_B S_{\text{вых}} = V_B L h_2$, в которой V_B — средняя скорость воздуха на выходе из обтекателя; $S_{\text{вых}}$ — площадь выходного сечения обтекателя, L и h_2 — соответственно его высота и ширина. Причем второй вариант гораздо проще первого.

Дело в том, что три составляющих ($S_{\text{вых}}$, L и h_2) от скорости движения не зависят, а определяются лишь конструкцией обтекателя. И только одна, V_B , зависит и от его конструкции, и от скорости движения автомобиля. Поэтому в ходе экспериментов варьировали именно $S_{\text{вых}}$, L и h_2 , а V_B измеряли. Причем прини-

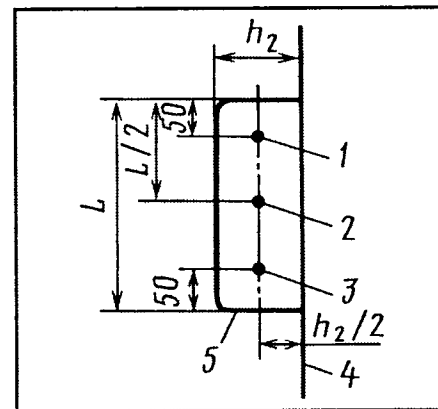


Рис. 2. Схема измерения скоростей воздушного потока в выходном сечении бокового обтекателя:

1, 2 и 3 — точки измерения скорости потока; 4 — боковая поверхность кабины; 5 — обтекатель

мали эту скорость равной среднеарифметической для трех (1, 2 и 3) точек (рис. 2), которые выбраны таким образом, чтобы исключить влияние внутренних стенок обтекателя, т. е. пограничного слоя воздушного потока.

Скорости потока в этих точках измеряли с помощью пневмометрических трубок Пито-Прандтля и блока U-образных пьезометров. Для этого определяли перепад между полным и статическим давлениями в коленах пьезометра, а затем с помощью уравнения Бернулли вычисляли скорость потока, а по ней — расход Q воздуха через выходное сечение обтекателя. В итоге при $L = \text{const}$ оптимизационная задача свелась к определению таких величин параметров h_1 и h_2 , при которых расход воздуха через данное сечение был бы максимальным.

Расчет вели по математической модели $Q = f(V, h_1, h_2)$, для построения которой использовали ротационный план экспериментального второго порядка. Его матрица приведена в табл. 1. Из нее видно, что каждый из факторов (x_1 , x_2 и x_3) варьировался на трех уровнях — верхнем (+1), нулевом (0) и нижнем (-1). Результаты определения осредненных величин скорости v_B потока и расхода воздуха в выходном сечении обтекателя для нескольких исследованных соотношений h_1 и h_2 , а также трех режимов движения (со скоростями 40, 60 и 80 км/ч) приведены в табл. 2. (В ней опыты № 1 и 2 соответствуют исходной конструкции обтекателя.)

Таблица 1

| № опыта | Уровни факторов в кодированных и натуральных переменных | | | | | | Функция отклика Q , м ³ /с |
|---------|---|------------|-------|-----------|-------|-----------|---|
| | x_1 | v , км/ч | x_2 | h_1 , м | x_3 | h_2 , м | |
| 1 | +1 | 80 | +1 | 0,06 | +1 | 0,039 | Q_1 |
| 2 | -1 | 40 | +1 | 0,06 | +1 | 0,039 | Q_2 |
| 3 | +1 | 80 | -1 | 0,04 | +1 | 0,039 | Q_3 |
| 4 | -1 | 40 | -1 | 0,04 | +1 | 0,039 | Q_4 |
| 5 | +1 | 80 | +1 | 0,06 | -1 | 0,019 | Q_5 |
| 6 | -1 | 40 | +1 | 0,06 | -1 | 0,019 | Q_6 |
| 7 | +1 | 80 | -1 | 0,04 | -1 | 0,019 | Q_7 |
| 8 | -1 | 40 | -1 | 0,04 | -1 | 0,019 | Q_8 |
| 9 | 0 | 60 | 0 | 0,05 | 0 | 0,029 | Q_9 |

Таблица 2

| № опыта | Размеры обтекателя, м | | Скорость движения v , км/ч | $S_{\text{вых}}^2$, м ² | Средние скорости $v_{\text{в}}$ потока в выходном сечении обтекателя, м/с, в точках | | | Осредненная по сечению скорость $v_{\text{в}}$ потока, м/с | Объемный расход воздуха через обтекатель, м ³ /с |
|---------|-----------------------|-------|------------------------------|-------------------------------------|---|------|------|--|---|
| | h_1 | h_2 | | | 1 | 2 | 3 | | |
| 1 | 0,04 | 0,019 | 80 | 0,0123 | 22,4 | 24,5 | 24,6 | 23,9 | 0,294 |
| 2 | 0,04 | 0,019 | 40 | 0,0123 | 12,3 | 13,0 | 11,6 | 12,3 | 0,152 |
| 3 | 0,06 | 0,039 | 80 | 0,0287 | 27,3 | 24,3 | 24,3 | 23,7 | 0,681 |
| 4 | 0,06 | 0,039 | 40 | 0,0287 | 11,0 | 11,7 | 12,0 | 11,5 | 0,330 |
| 5 | 0,04 | 0,039 | 80 | 0,0287 | 21,5 | 21,9 | 22,6 | 22,0 | 0,632 |
| 6 | 0,04 | 0,039 | 40 | 0,0287 | 9,4 | 12,3 | 11,7 | 11,2 | 0,321 |
| 7 | 0,06 | 0,019 | 80 | 0,0123 | 27,1 | 25,3 | 25,0 | 25,8 | 0,317 |
| 8 | 0,06 | 0,019 | 40 | 0,0123 | 12,6 | 13,3 | 12,0 | 12,7 | 0,156 |
| 9 | 0,05 | 0,029 | 60 | 0,0203 | 16,4 | 17,9 | 18,3 | 17,5 | 0,356 |

Обработку результатов измерений, построение математической модели, проверку ее адекватности вели с использованием известных положений теории планирования эксперимента.

Так, функцию отклика представляли неполным квадратным уравнением регрессии вида

$$Q = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{i,j=1}^3 b_{ij} x_i x_j;$$

входящие в него коэффициенты b_0 , b_i и b_{ij} рассчитывали по формулам

$$b_0 = \frac{1}{9} \sum Q_i; \quad b_i = \frac{1}{9} \sum_{j=1}^3 x_{ij} Q_j;$$

$$b_{ij} = \frac{1}{9} \sum_{k=1}^3 x_{ik} x_{kj} Q_k;$$

дисперсию S_k^2 повторных опытов, характеризующую степень рассеяния экспериментальных данных при нулевом уровне факторов, — по формуле $S_k^2 = \frac{1}{m-1} \sum_i (Q_{ki} - \bar{Q}_k)^2$, в которой Q_{ki} — результат отдельного

опыта; Q_k — среднеарифметическое повторных опытов; $i = 1, 2, \dots, m$ — число повторных опытов; дисперсию S_Q^2 воспроизводимости (или дисперсии параметра оптимизации) — по формуле $S_Q^2 = \frac{1}{9} \sum S_k^2$ (откуда следует, кстати, что $S_Q^2 = S_k^2$).

Адекватность модели проверяли по критерию Фишера, а значимость коэффициентов модели оценивали по t -критерию.

Результаты расчета коэффициентов уравнения регрессии следующие: $b_0 = 0,36$; $b_1 = 0,107$; $b_2 = 0,009$; $b_3 = 0,116$; $b_{12} = 0,006$; $b_{13} = 0,004$; $b_{23} = 0,003$.

Опуская громоздкие вычисления по проверке адекватности математической модели $Q = f(v, h_1, h_2)$ и оценке значимости ее коэффициентов, констатируем: полученная модель адекватна, а коэффициенты b_{12} и b_{23} — незначимы. После их исключения из рассмотрения получается окончательное уравнение для

параметра оптимизации. Оно следующее:

$$Q = 0,36 + 0,107x_1 + 0,009x_2 + 0,116x_3 + 0,04x_1x_3.$$

Как видим, наибольшее влияние на величину расхода воздуха через обтекатель оказывает ширина h_2 выходного сечения. Второй по значимости фактор — скорость движения автомобиля. А меньше всего на величине Q сказывается ширина h_1 входного сечения.

Знание данных закономерностей позволило воспользоваться методом движения по градиенту функции отклика, определяемому коэффициентами линейной модели b_1 , b_2 и b_3 , оптимизировать геометрические размеры обтекателя. В результате оптимизации получено: $h_1 = 58$ мм, $h_2 = 42$ мм. При таких параметрах расход воздуха через обтекатель при скорости движения 80 км/ч составил 0,698 м³/с, а при 40 км/ч — 0,367 м³/с. То есть по сравнению с исходной конструкцией обтекателя (опыты 1 и 2) расход воздуха увеличился в среднем в 2,4 раза.

Окончательная проверка эффективности оптимизированного бокового обтекателя проведена в процессе сравнительных пробеговых испытаний двух автомобилей КАМАЗ одной модели. Один из них был оборудован обтекателями исходной конструкции, а второй — оптимизированными. Автомобили двигались на расстоянии 150–200 м друг от друга по кольцевому маршруту протяженностью 160 км (шоссе — мокрое) со скоростью 60 ± 3 км/ч, меняясь через каждые 10 км местами. Установлено: оптимизированные обтекатели снижают площадь загрязнения боковой поверхности кабины более чем в 2 раза.

Таким образом, можно считать доказанным: натурные аэродинамические испытания автомобилей, проводимые в соответствии с теорией планирования многофакторного эксперимента, во-первых, имеют меньшую, чем испытания в аэродинамических трубах, стоимость; во-вторых, дают более точные результаты, чем исследования с помощью математических моделей, и, вместе с тем, позволяют решать практические задачи по улучшению потребительских свойств автомобилей.

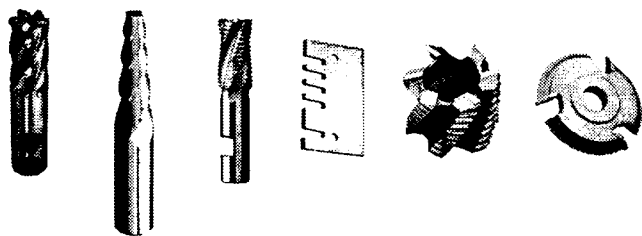
"HELITRONIC POWER" – ТЫСЯЧИ РАЗ ОДОБРЕННОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НОВОГО И ЗАТОЧКИ ГОТОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Серия станков "Helitronic Power" предназначена для изготовления и заточки инструмента, используемого в металло- и деревообработке, а также различных профильных ножей. Все станки серии снабжены современным компьютерным управлением, новой операционной средой и новой технологией банка.

"Наглядная" конструкция нового станка "Helitronic Power", включающая небольшое число компонентов, обеспечивает хороший доступ в рабочую зону и удобство обслуживания. Панель системы ЧПУ HMC-600 сделана поворотной. Благодаря этому оператор всегда может видеть процесс шлифования.

Универсальности применения нового станка "Helitronic Power" способствуют, прежде всего, два момента:

- интеллектуальное пользовательское программное обеспечение "Walter Window Mode WWM" с текстовыми и графическими сообщениями для высочайшего комфорта при управлении;
- программное обеспечение "Walter" для всех присутствующих на рынке семейств инструментов, а также многочисленные дополнительные программы, такие, как гибкое программирование, программа симуляции, программы расчета пространства для стружки и т.п.

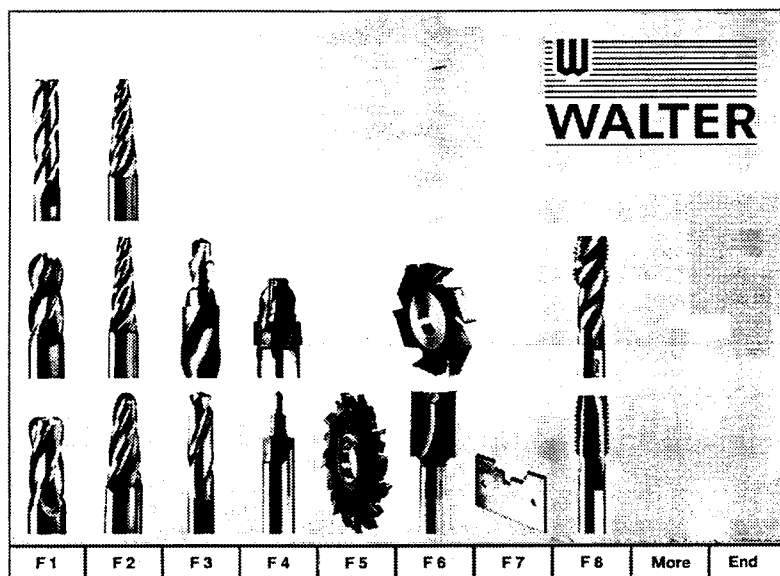


Если клиент требует, "Helitronic Power" сделает это: изготовление или заточка инструментов и производственных компонентов с комплексной геометрией

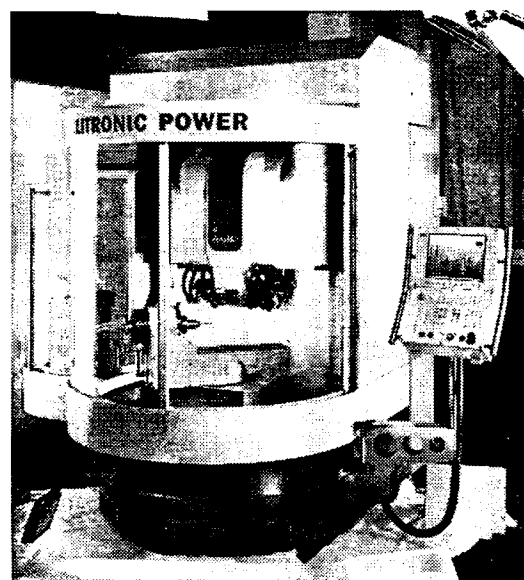
Шлифовальная бабка с двумя рабочими концами шпинделя позволяет использовать до восьми шлифовальных кругов, автоматическое позиционирование инструментов и отточенная кинематика обеспечивает полную обработку короткими циклами за одну установку деталей даже весьма сложной геометрии.

Особенности и достоинства "Helitronic Power":

- Компактность
- Высокая стабильность благодаря патентованной портальной конструкции
- Пять ЧПУ осей
- Система плавного изменения длины для оптимальной точности позиционирования
- Автоматическая система измерения и позиционирования инструментов, обеспечивающая укороченный цикл шлифования
- Шлифовальная бабка с двумя концами шпинделя; частота вращения 0–7000 мин⁻¹
- Максимальные размеры инструмента: диаметр — 320 мм, длина при шлифовании по периметру — 350 мм, длина при шлифовании с торца — 300 мм
- Система управления станка нового поколения — HMC-600



Комфортная работа с программным обеспечением "Walter": одного нажатия на соответствующую функциональную клавишу достаточно, чтобы перейти в нужную программу



Изготовить любую партию деталей, начиная с 1 шт., при минимальных затратах — станок "Helitronic Power" делает это возможным

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС АТС, ИМИТИРУЮЩЕЕ ПОГРЕШНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Кандидаты техн. наук Ан.М. ЗАХАРИК, Ал.М. ЗАХАРИК и Ю.М. ЗАХАРИК, А.А. ГОЛОГУШ

МАЗ

Погрешности изготовления зубчатых колес трансмиссии весьма существенно влияют на ее долговечность и себестоимость изготовления. Поэтому конструктору приходится искать компромиссные решения. То есть такие, при реализации которых трансмиссия становится вполне приемлемой как для потребителя (имеет достаточную, с его точки зрения, эксплуатационную надежность), так и для производителя (себестоимость изготовления не выводит АТС из числа конкурентоспособных).

Однако поиск такого компромисса — дело довольно сложное. Уже хотя бы потому, что показателей точности зубчатых колес несколько: кинематическая точность, или погрешность зубчатой передачи за цикл изменения относительного положения колес пары зацепления и одного зубчатого колеса за один его поворот; плавность работы — циклические погрешности передаточного числа (угла поворота), многократно повторяющиеся за один оборот колеса; боковой зазор (величина минимального зазора между боковыми поверхностями зубьев пары и ее колебания). Причем все эти показатели точности строго нормированы (ГОСТ 1643—81).

Есть и еще одно обстоятельство, затрудняющее поиск компромисса: каждый из перечисленных показателей точности зависит от многих факторов. Например, наибольшая кинематическая погрешность F'_i зубчатого колеса, которую не без оснований считают комплексным показателем погрешности изготовления зубчатых пар, складывается из двух допусков — на накопленную погрешность F_p шага колеса и на погрешность f'_p профиля по нормам плавности, т. е. $F'_i = F_p + f'_p$.

Но и это не все. ГОСТ 1643—81 нормирует и ряд других погрешностей. В частности, некоторые элементарные показатели кинематической точности зубчатых колес. Такие, как погрешность F_{er} обката — составляющая кинематической погрешности, определяемая при вращении колеса на технологической оси и исключении циклической погрешности зубцовой и кратных ей частот (это, по сути, погрешность кинематической цепи деления зубообрабатывающего станка); колебания F_{pw} общей нормали, т. е. разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали, под которыми понимается расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным поверхностям зубьев колес; радиальное биение F_r (разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса); колебание F''_i межосевого расстояния, замеряемого за один оборот зубчатого колеса, и такое же колебание f''_i на одном зубе, т. е.

разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями.

Столь же многочисленны и элементарные погрешности показателя "плавность работы зубчатого зацепления". Это — местная кинематическая погрешность f'_{ir} , другими словами, наибольшая разность между соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота; циклическая погрешность f_2 , или удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности колеса; циклическая погрешность зубцовой частоты f_{zco} — циклическая погрешность зубчатого колеса с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление; отклонение f_p шага, т. е. дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг; отклонение шага f_{pb} зацепления, или разность между действительным и номинальным шагами зацепления (под действительным шагом зацепления понимается кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатых колес); погрешность f_i профиля зуба — минимальное расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями зуба, где размещается действительный торцовый активный профиль зуба колеса.

У показателей контакта зубьев тоже есть элементарные погрешности. Основная из них — погрешность направления F'_β зуба, равная расстоянию между двумя ближайшими номинальными делительными линиями зуба в торцовом сечении (именно здесь располагается действительная делительная линия зуба).

Как видим, факторов много. И уже в силу их многочисленности реальное отклонение зуба от идеального профиля носит случайный характер. Кроме того, в исследуемой модели неизбежно использование некоторых усредненных значений погрешностей.

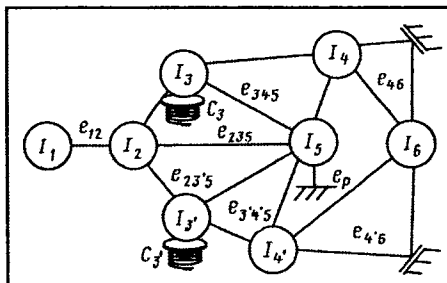


Рис. 1. Динамическая модель большегрузного автомобиля 4x2

Учитывая все это, специалисты МАЗа разработали алгоритм моделирования погрешностей зубчатого колеса, который позволяет с помощью измерения погрешностей зубьев на трехкоординатной измерительной машине оценить зависимости динамической нагруженности моделей реального зубчатого колеса и модели трансмиссии с элементарными погрешностями зубьев зубчатых колес.

Данный алгоритм реализует комплекс программного обеспечения, в котором моделируются динамические процессы трансмиссии большегрузного автомобиля. Пример такой реализации (схема динамической модели) применительно к АТС 4x2 показан на рис. 1.

На этом рисунке: приведенные моменты инерции I_1 — вращающихся деталей двигателя, сцепления и коробки передач; I_2 — ведущей шестерни с дифференциалом редуктора; I_3 и I_3' — левого и правого колесных редукторов, состоящих из ведущей шестерни, сателлитов и ведомой шестерни; I_4 и I_4' — тормозного барабана и колес; I_5 — массы картера моста и деталей, жестко с ним связанных; I_6 — массы маховика поступательно движущегося автомобиля, а также приведенные податливости e (e_{12} — части валов коробки передач и карданного вала, $e_{23'5}$ и e_{235} — правой и левой полуосей; $e_{3'4'5}$ — вала привода ступиц, e_p — реактивного звена; e_{46} , $e_{4'6}$ — шин; изгибные жесткости C_3 и C_3' правой и левой полуосей.

Дифференциальные уравнения (математическая модель), описывающие трансмиссию, состоят из крутильной и изгибной частей, моделируя тем самым особенности работы колесного редуктора ведущего моста. При этом крутильные колебания не имеют ограничений, поперечные же ограничены по горизонтали условием невнедрения вершин зубьев ведущей шестерни во впадины сателлитов.

Взаимодействие зубчатых колес в модели исследуется с помощью специального блока моделирования, который отслеживает относительное вращение контактирующих зубчатых колес в процессе передачи крутящего момента. При этом имеется возможность моделировать реальный профиль и все погрешности зубьев.

В процессе моделирования погрешностей изготовления реального зубчатого колеса его зубья обмеряются на измерительной машине, а затем выявленные отклонения (фактические значения погрешностей) заносятся в компьютер как элементы модели каждого зуба моделируемого зубчатого колеса.

Пример результатов измерения профилей четырех зубьев зубчатого колеса, выполненного на их рабочей стороне при коэффициенте увеличения по высоте, равном 5,0, а по ширине — равном 200, приведен на рис. 2. Это — извилистые линии. Прямые же линии по обе стороны профиля показывают предельно допустимые отклонения реальных профилей.

На основании результатов специального исследования, регламентированного ГОСТ 1643—81 погрешности можно

Зуб N°12 Зуб N°9 Зуб N°5 Зуб N°1

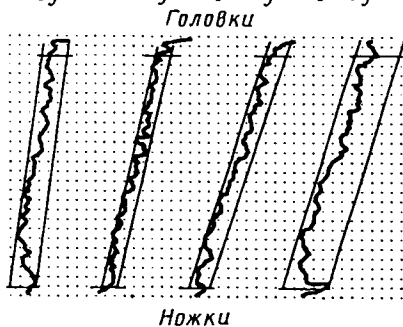


Рис. 2. Результаты натурного измерения профиля зубьев

смоделировать с помощью нескольких "доработок" идеального зубчатого колеса.

1. Сместив один зуб в окружном направлении в сторону вращения зубчатого колеса на угол $\varphi_p = \Delta/R_d$, где Δ — моделируемая погрешность, R_d — радиус делительной окружности. И фактический угол φ_f расположения зуба будет равен $\varphi + \varphi_p$, где φ — теоретический угол зуба.

2. Сместив один зуб в обратном направлении на тот же угол φ_p . Тогда $\varphi_f = \varphi - \varphi_p$.

3. Сместив один зуб в радиальном направлении от оси вращения колеса, оставив диаметры вершин и впадин неизменными. Радиус R_p расположения дефектного зуба определится по формуле $R_p = R_d + \Delta R$, где R_d — радиус делительной окружности, $\Delta R = X/tg\alpha$ — величина действительного смещения профиля зуба, X — относительное смещение, α — угол профиля зуба.

4. Сместив один зуб в радиальном направлении к оси вращения колеса, оставив диаметры вершин и впадин неизменными. Тогда $R = R_d - \Delta R$.

5. Повернув профиль зуба относительно точки пересечения с делительным диаметром в пределах допуска на погрешность. Угол смещения φ_p зуба станет равным отношению $\Delta/2h_3$, где Δ — предельное повернутого относительно центра профиля отклонение, измеренное между его верхней и нижней точками, h_3 — полная высота зуба.

6. Повернув профиль зуба относительно вершины зуба. При этом $\varphi_p = \Delta/h_d$ определится по формуле $\varphi_p = \Delta/h_d$.

7. Повернув профиль зуба относительно ножки зуба. Тогда $\varphi_p = \Delta/h_3$.

8. Исказив профиль зуба в пределах допуска случайным образом (случайным является знак добавления единицы погрешности к каждому предыдущему значению).

9. Исказив профиль зуба в соответствии с функциональной зависимостью $f_x = \frac{\Delta}{2} \sin kx$, где k — соответствующая гармоника, x — абсцисса, связанная с профилем зуба.

10. Смоделировав погрешности зубчатого колеса таким образом, чтобы они распределились по его делительной окружности равномерно. Тогда $\varphi_3 = \varphi + \Delta\varphi_p$.

11. Смоделировав погрешности зубчатого колеса так, чтобы они распредели-

лись по его делительной окружности в соответствии с определенным законом.

При этом $\varphi_{np} = \varphi + \Delta \sin\left(\frac{\pi n}{z}\right)$, где z — число зубьев колеса.

Таков разработанный на МАЗе метод моделирования погрешности. Его эффективность оценивают с помощью среднего коэффициента \bar{K}_c совпадения результатов моделирования от погрешностей

| Параметр | Обозначение по ГОСТ 1643—81 | Величина по ГОСТ 1643—81 | Номер метода моделирования | Средний коэффициент \bar{K}_c совпадения |
|---|-----------------------------|--------------------------|---------------------------------------|---|
| Накопленная погрешность шага | F_p | 0,045 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,345; 1,227 1,452; 1,672 0,012—0,020 0,006; 0,009 1,102; 1,114 |
| Радиальное биение | F_r | 0,040 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,554; 1,631 1,551; 1,394 0,007—0,019 0,009; 0,010 1,112; 1,120 |
| Колесное биение общей нормали | F_{vw} | 0,025 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,731; 1,455 1,623; 1,544 0,003—0,009 0,001; 0,003 1,231; 1,119 |
| Допуск на погрешность профиля | f_f | 0,014 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,832; 1,652 1,421; 1,489 0,009—0,015 0,012; 0,018 1,210; 1,314 |
| Кинематическая погрешность зубчатого колеса | F_i | 0,059 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,671; 1,562 1,371; 1,668 0,021—0,045 0,001; 0,002 0,941; 0,856 |
| Допуск на погрешность обката | F_c | 0,022 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,594; 1,673 1,231; 1,458 0,002—0,006 0,003; 0,008 1,138; 1,219 |
| Допуск на колебание измеряемого межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса | F_i'' | 0,056 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,682; 1,783 1,943; 2,314 0,017—0,025 0,007; 0,056 1,245; 1,426 |
| Колебания измерительного межосевого расстояния на одном зубе | f_i'' | 0,025 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,341; 1,445 1,673; 1,891 0,000—0,031 0,004; 0,011 1,141; 1,251 |
| Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса | f_i' | 0,032 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,643; 1,754 1,459; 2,423 0,012—0,025 0,011; 0,003 1,186; 1,096 |
| Предельное отклонение шага | f_p | $\pm 0,018$ | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,887; 1,451 1,341; 1,743 0,032—0,001 0,005; 0,042 1,125; 1,191 |
| Предельное отклонение шага зацепления | f_{pb} | $\pm 0,017$ | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,542; 1,836 1,690; 1,436 0,004—0,009 0,008; 0,016 1,224; 1,156 |
| Циклическая погрешность зубчатого колеса | f_{zk} | 0,0075 | 1; 2 3; 4 5—7 8; 9 10; 11 | 1,879; 1,956 1,455; 1,768 0,007—0,004 0,002; 0,013 1,127; 1,090 |

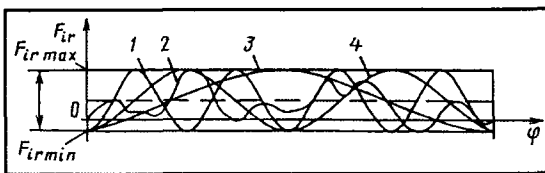


Рис. 3. Фактическая (2) и полученные с помощью математической модели (1, 3 и 4) кинематические погрешности зубчатых колес трансмиссии большегрузного автомобиля 4×2

изготовления реальных зубчатых колес и упрощенных моделей элементарных погрешностей последних. Величина данного коэффициента подсчитывается по

$$\bar{K}_c = \sum_{i=1, n} (k_{динi}^{реал} / k_{дин}^{элемент}) / n.$$

(В ней $k_{динi}^{реал}$ — коэффициент динамичности от воздействия модели реального зубчатого колеса, $k_{дин}^{элемент}$ — коэффициент динамичности от воздействия моде-

ли зубчатого колеса с элементарными погрешностями, n — число моделей реальных зубчатых колес (в работе над трансмиссией автомобиля 4×2 использовалось 12 моделей).

Итоги моделирования элементарных погрешностей зубчатых колес этого автомобиля приведены в таблице. Из нее видно: результаты, наиболее близкие к действительности, дают модели с

погрешностями, распределенными по окружности зубчатого колеса равномерно или по определенному циклическому закону (варианты элементарных моделей № 10 и 11). Их и следует использовать. Причем равномерное распределение лучше всего подходит для проектировочных расчетов, когда требуется получить наиболее быстрое решение, а при расчетах уточняющих необходимо исследовать ряд вариантов с различными частотами распределения погрешности.

Максимальная эффективность метода достигается, как свидетельствует опыт МАЗа, при совпадении базовых частот погрешностей изготовления реальных зубчатых колес и их моделей. Примеры кривых кинематической погрешности реального зубчатого колеса (2) и теоретических моделей (1, 3 и 4) приведены на рис. 3. Как видим, наиболее близкие результаты получены для вариантов № 1 и 4.

С помощью рассмотренной выше методики моделирования погрешностей зубчатых колес конструктор уже на этапе проектирования может прогнозировать динамическую нагруженность узлов трансмиссии, обусловленную неточностью изготовления зубчатых колес. И тем самым закладывать такую степень этой точности, которая обеспечивает компромисс (о нем говорились в начале статьи). То есть приемлемое соотношение между долговечностью трансмиссии проектируемого автомобиля и стоимостью изготовления входящих в нее зубчатых передач.

УДК 620.193/199.004.4

Таблица 1

"АВИТИЛ" — ЭФФЕКТИВНЫЕ СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ОТ КОРРОЗИИ

В. В. Шумилин

ОАО "НПО "Поволжский АвиТИ"

Проблема защиты деталей автомобилей от коррозии была и остается одной из острейших. Более того, она обостряется: во-первых, атмосфера городов под действием промышленных выбросов и антигололедных реагентов становится все более агрессивной; во-вторых, увеличение скоростей движения АТС на со-

| Показатель | Защитный материал | | |
|------------------------------------|-------------------|----------|------------|
| | "Тектил" | "Авитил" | "Мовиль Э" |
| Комплексный Срок действия, мес.: | 233,6 | 238,5 | 46,8 |
| на наружных поверхностях деталей | 18 | 24 | 3,5 |
| на внутренних поверхностях деталей | 18 | 24 | 4,0 |

Таблица 2

| Характеристика | Защитный материал, страна | | | | | | | |
|---|---------------------------------------|--|-----------------------------------|-------------------------------|--|----------------------------|---|---|
| | "Мовиль-М1", Россия | "Авитил-1", Россия | "Авитил-2", Россия | "Авитил-3", Россия | "Тектил МЛ", Швеция | "Раст.-Стоп", Канада | "Ваксойл", Швейцария | "Меркасол", Швеция |
| Внешний вид покрытия | Светло-коричневый, тонкий, прозрачный | Темно-коричневый, плотный, равномерный | Золотисто-коричневый, равномерный | Темно-коричневый, равномерный | Светло-коричневый, блестящий, прозрачный | Темно-бежевый, равномерный | Светло-бежевый, восковой, неравномерный | Темно-коричневый, неравномерный, пузырями |
| Условная вязкость, ст. Коэффициенты: | 60 | 66 | 51 | 52 | — | 29 | 37 | 41 |
| растекаемости по поверхности металла | Д5/12; 7 | Д4/13; 9 | Д5/12; 7 | Д4/13; 9 | Д6/23; 17 | Д6/23; 7 | Д7/19; 12 | Д4/16; 12 |
| стекания | 78 | 25 | 38 | 41 | 43 | 18 | 73 | 73 |
| адгезионных свойств | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Время высыхания, сут. | 5—7 | 3—5 | 5—7 | 5—7 | 5—7 | 359 (86) | 327 (54) | 369 (96) |
| Температура каплепадения, К (°С) | 337 (64) | 366 (93) | 366 (93) | 365 (92) | 366 (93) | | | |
| Проникающая способность, мм: | | | | | | | | |
| в слой ржавчины | 16—24 | 8—14 | 7—19 | 6—16 | 3—14 | 9—18 | 5—17 | 5—19 |
| в щели и зазоры | 159 | 141 | 140 | 148 | 112 | 134 | 167 | 158 |
| Коэффициент защитных свойств после воздействия электролита в течение 1200 ч | 2 | 2 | 2 | 2 | 10 | 10 | 2 | 2 |
| Оптовая цена 1 л, амер. долл. | 3 | 3 | 3,3 | 3,2 | 4,5 | 6 | 13,6 | 4,3 |
| Расход на обработку автомобиля ВАЗ-2108, л | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,5 | 1,0 | 3,0 |

временных магистралях сопровождается ростом вибрационных нагрузок с частотой до 400 Гц, что ускоряет разрушение лакокрасочных покрытий металлической обшивки кузова (наружные панели дверей, капот, крышка багажника, крыша и т. д.) и оголению металла. Поэтому приходится ее защищать не только с помощью лакокрасочных материалов, но и не застывающих при температуре от 233 до 323 К (от -40 до +50 °С) эластичных нефтехимических материалов.

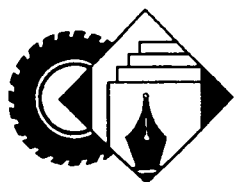
Таких материалов много. Занимается ими и ОАО "НПО "Поволожский АвиТИ": его специалисты разработали целое семейство новых антикоррозионных материалов (их общее название — "Авитил"), отличающихся от аналогов увеличенными защитными свойствами (см. табл. 1), поскольку в своем составе содержат наполнители на основе активных металлов. Эти материалы по своим защитным свойствам превосходят практически все самые популярные материалы. Например, по комплексному защитному показателю они в 5 раз лучше "Мовила" и на 2 % — "Тектила", а по сро-

кам защиты внутренних полостей лонжеронов, балок и др. — соответственно в 6 раз и на 35 %.

Это же подтверждают приведенные в табл. 2 характеристики нескольких модификаций "Авитила" и некоторых его аналогов зарубежного производства.

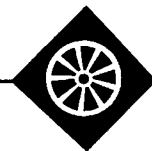
На защищаемую поверхность антикоры семейства "Авитил" наносят методом безвоздушного или воздушного распыления. Они способны проникать между пластинами-подложками на высоту свыше 130 мм и не оказывают отрицательного воздействия на лакокрасочные покрытия, а входящее в их состав металлические наполнители, мелкодисперсные порошки алюминия, бронзы или цинка позволяют электрическим потенциалам замыкаться снаружи и внутри кузова, т. е. исключают возможность электрохимической коррозии, а другие специальные добавки обеспечивают надежную адгезию антикора с металлом.

Защитная пленка "Авитила" в течение всего срока службы автомобиля остается полутвердой, не растрескивается и не отслаивается.



ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения



УДК 629.114.42

70 ЛЕТ ПРОИЗВОДСТВУ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ

Канд. техн. наук А.С. МЕЛИК-САРКИСЬЯНЦ
"Метровагонмаш"

В январе 1935 г. на Ярославском автозаводе были изготовлены и отправлены в Нижний Тагил, где в то время шло строительство Уральского вагонного завода, первые шесть самосвалов ЯС-1 (рис. 1).

Ярославские конструкторы и производственники начали работу над ними и создали их в рекордно короткие сроки — фактически за пять месяцев: в августе 1934 г. народный комиссар тяжелого машиностроения Г.К. Орджоникидзе обратился к директору ЯАЗа В.А. Еленину с просьбой рассмотреть возможность из-

готовления самосвалов — машин, крайне необходимых для строек, и молодой конструкторский коллектив автозавода сразу же принялся за работу, причем особенно активно — В.А. Ивлев и Г.К. Кокин (впоследствии главный конструктор ЯАЗа), а также специалисты НАТИ и ЗИСа. За базу они взяли выпускавшийся тогда грузовой автомобиль ЯГ-4, а с целью экономии времени широко использовали конструктивные решения, применяемые в то время на самосвалах зарубежного производства.

В результате получился ЯС-1, грузоподъемность которого составляла 3500 кг, снаряженная масса — 3640 кг, максимальная скорость — 40 км/ч. Кузов его был деревянным, обитым металлическим листом, его объем — 5 м³. Платформа опрокидывалась назад двумя гидравлическими подъемниками, объединенными в один блок.

При работе в реальных условиях эксплуатации самосвал показал хорошие результаты, поэтому было принято решение начать его серийный выпуск, и уже к концу 1935 г. общее производство дос-

тигло 300 ед., в 1936 г. — 700, а в последующие годы завод выпускал по 1 тыс. самосвалов в год.

Одновременно шли работы и по модернизации ЯС-1: в 1936 г. появилась модель ЯС-3 грузоподъемностью 4000 кг, которую ЯАЗ и поставлял потребителям вплоть до начала Великой Отечественной войны.

С автомобилями-самосвалами имел дело не только ЯАЗ, но и ГАЗ: здесь в 1936 г. на базе грузового автомобиля ГАЗ-АА тоже начали выпускать самосвал. Это был ГАЗ-410 (рис. 2). Его грузоподъемность — 1200 кг; снаряженная масса — 1920 кг, объем кузова — 1,12 м³, максимальная скорость — 70 км/ч. На ГАЗ-410 были применены оригинальный (инерционный) способ разгрузки кузова

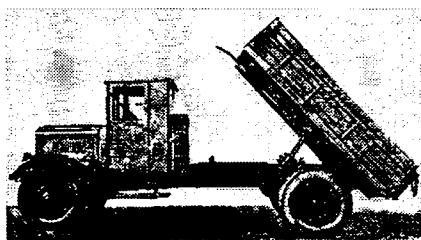


Рис. 1. ЯС-1, первый самосвал Ярославского автомобильного завода, 1935 г.

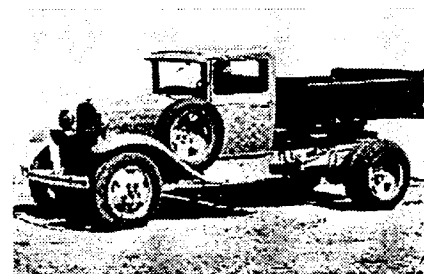


Рис. 2. ГАЗ-410, первый самосвал на базе грузового автомобиля ГАЗ-АА Горьковского автозавода, 1936 г.



Рис. 3. ГАЗ-93, самосвал на базе грузового автомобиля ГАЗ-51, 1948 г.



Рис. 4. МАЗ-205, строительный самосвал Минского автомобильного завода, первая послевоенная модель, 1947 г.

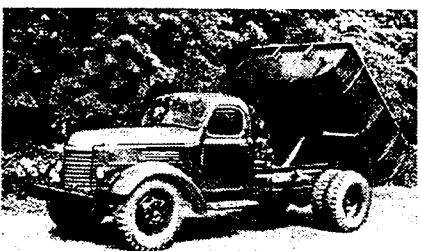


Рис. 5. ЗИС-585, первый массовый самосвал Мытищинского машиностроительного завода, 1948 г.

назад и обеспечивающий его шарнирный механизм.

Данный самосвал выпускали до середины 1941 г., а затем еще два года после войны.

Однако в целом надо сказать, что производство самосвалов в довоенный период только начинало развиваться и совсем не удовлетворяло потребности страны. Во время войны их, по вполне понятным причинам, вообще не выпускали. Однако все пусть и не очень многое, что было сделано, дало главное — опыт конструирования, производства и эксплуатации. Поэтому то, что даже в годы войны конструкторы и ученые продолжали подготовку к развертыванию массового производства самосвалов, никого, в общем-то, не удивило. Как и то, что 9 августа 1944 г. Государственный комитет обороны принял постановление о строительстве в Минске автомобильного завода, предназначенного в первую очередь для выпуска самосвалов, а в Одессе — завода по производству самосвалов на базе грузовых автомобилей ГАЗ. А также и то, что с 1943 г. и до

1945 г. на ЯАЗе велись интенсивные работы по семейству дизельных грузовых автомобилей ЯАЗ-200, включающему самосвал ЯАЗ-205, производство которого планировалось организовать в Минске. Наконец, на УралАЗе был создан самосвал "Урал-ЗИС-351" и даже начато его мелкосерийное производство, а на базе грузового автомобиля ГАЗ-51 был спроектирован самосвал ГАЗ-93 (рис. 3). Его выпуск затем, в 1948 г., освоил Одесский автозавод.

Сомнений, повторяем, не было. Наоборот, для всех было очевидно, что огромные масштабы строительных работ по восстановлению разрушенного войной народного хозяйства настоятельно потребуют быстрого развертывания массового производства автомобилей-самосвалов. Страна и работала в соответствии с этим пониманием. Например, в январе 1947 г. из Ярославля в Минск, как и планировалось, прибыли первые опытные образцы самосвала ЯАЗ-205. В том же году на еще строящемся МАЗе приступили к серийному производству самосвала МАЗ-205 (рис. 4), который стал самым востребованным на стройках страны в течение 18 лет.

Среди предприятий, специализирующихся на производстве самосвалов, оказался и Мытищинский машиностроительный завод: в марте 1947 г. он на базе грузового автомобиля ЗИС-5 изготовил первые три самосвала ЗИС-05, а уже в начале 1948 г. освоил новую модель — ЗИС-585 (рис. 5) на шасси ЗИС-150.

В последующие годы число предприятий, вовлеченных в сферу производства самосвалов, быстро увеличивается. Например, в 1948 г., как уже упоминалось, вступает в строй Одесский автозавод (спустя восемь лет его перепрофилируют на выпуск автомобильных полуприцепов); в 1952 г. — Кутаисский автозавод, который по документации Мытищинского машиностроительного завода осваивает производство самосвалов КАЗ-585Б, а в 1957 г. он же первым в стране начинает выпускать самосвал КАЗ-600 (рис. 6) с боковой разгрузкой, который мог работать и с самосвальным прицепом.

В итоге к 1958 г. доля самосвалов в общем годовом выпуске (~350 тыс. шт.) грузовых автомобилей достигла 20 % (более 70 тыс. шт.). Однако и такие объемы производства все еще не удовлетворяли потребности народного хозяйства. Поэтому в 1958 г. в строй действующих был введен Саранский завод автосамосвалов, куда из Одессы переводят производство самосвалов на базе грузовых автомобилей ГАЗ. Причем первоначально модельный ряд ограничивался одесскими же моделями ГАЗ-93А и на базе ГАЗ-93Б, но к 1966 г. (совместно с ГАЗом) были спроектированы на базе автомобилей ГАЗ-53А и ГАЗ-53-02 модели ГАЗ-СА3-53 и ГАЗ-СА3-53Б (рис. 7). Тогда же создается сельскохозяйственный самосвал СА3-3502 с предварительным подъемом

кузова. Правда, в 1969 г. его производство переводят в г. Фрунзе (Бишкек).

Все, что сказано выше, это о самосвалах малой и средней грузоподъемности, т. е. самосвалах массового применения. Но существуют, как известно, не менее необходимые другие их группы. В частности, самосвалы большой и особо большой грузоподъемности. И здесь весьма значительную роль сыграли Ярославский и Кременчугский автозаводы.

Так, в конце 1940-х годов в Ярославле завершаются работы по созданию семейства трехосных дизельных автомобилей, включающее и самосвал ЯАЗ-210Е грузоподъемностью 10 000—12 000 кг, серийное производство которого начинается в 1951 г. В 1958 г., после модернизации, этот самосвал получает обозначение ЯАЗ-222. Его, как и производство всех грузовых автомобилей ЯАЗ, в 1959 г. переводят в Кременчуг. И здесь, пройдя несколько модернизаций, в течение многих лет он, имея грузоподъемность 12 000 кг, сходит с конвейера под маркой КраЗ-256Б (рис. 8).

Большим достижением отрасли стали внедорожные карьерные самосвалы осом-

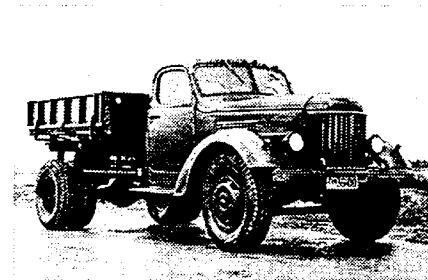


Рис. 6. Самосвал с боковой разгрузкой кузова КАЗ-600, 1956 г.



Рис. 7. Сельскохозяйственный самосвал с трехсторонней разгрузкой кузова ГАЗ-СА3-53Б, 1966 г.



Рис. 8. Автомобиль-самосвал КраЗ-256Б, 1966 г.

бо большой грузоподъемности. Они начинались с МАЗ-525 (рис. 9), имевшего грузоподъемность 25 000 кг, который был спроектирован в 1950 г. (в конструкторском бюро под руководством Б.Л. Шапашника).

За МАЗ-525 следует МАЗ-530 (грузоподъемность 40 000 кг). Но в 1958 г. серийное производство внедорожных карьерных самосвалов переводится в Жодино, на вновь построенный БелАЗ. И это решение себя оправдало. Уже хотя бы потому, что всего через несколько лет (в 1961 г.) молодой, но энергичный коллектив этого завода сумел полностью перейти на конвейерное производство собственной модели — 27-тонного самосвала БелАЗ-540 (рис. 10), а еще спустя два года дает две принципиально новые модели — 40-тонный БелАЗ-548 и 75-тонный БелАЗ-549.

Несколько позже на БелАЗе создают самосвалы еще большей грузоподъемности — 100 и 110 т, а в 1992 г. — БелАЗ-75501 вообще уникальной грузоподъемности — 280 т.



Рис. 9. Первый советский внедорожный карьерный самосвал МАЗ-525, 1951 г.



Рис. 10. Внедорожный карьерный самосвал БелАЗ-540, 1961 г.



Рис. 11. Карьерный самосвал МАЗ-522, 1966 г.

Свою роль в создании отечественного самосвалостроения сыграл и Могилевский автозавод. Он стал вторым в СССР производителем внедорожных карьерных самосвалов. Первой его моделью был (1966 г.) 20-тонный самосвал МоАЗ-522 высокой проходимости (рис. 11). В дальнейшем номенклатура выпуска непрерывно расширяется. В нее добавляются самосвальные автопоезда для подземных работ, самосвалы-углевозы, шасси для кранов, бетоносмесители, маслозаправщики и др.

И конечно же, свое слово сказал КамАЗ. На шасси этого завода создан 10-тонный строительный самосвал КамАЗ-5511 (рис. 12), выпуск которого был организован на Нефтекамском заводе автосамосвалов в 1977 г. Но особую страницу в истории самосвалов представляет собой 1982 г. Работая в рамках "Продовольственной программы", Минавтопром в короткие сроки сумел создать конструкции и организовать производство автомобилей, в наибольшей степени отвечающих требованиям сельского хозяйства. Ведь это факт: именно в 1982—1985 гг. разработаны конструкции и налажено серийное производство специальных сельскохозяйственных самосвалов повышенной проходимости, самосвалов с боковой разгрузкой кузова, способных работать с самосвальными прицепами. Например, Нефтекамский завод автосамосвалов уже в 1983 г. приступил к выпуску сельскохозяйственного самосвала КамАЗ-55102, Кутаисский — самосвала КАЗ-4540 (рис. 13), УралАЗ — самосвала "Урал-5557" (рис. 14), а над автопоездом ГАЗ-6008 работал ГАЗ, Саранский завод автосамосвалов и Балашовское ГКБ. (Кстати, данное ГКБ было преобразовано в Головное конструкторское бюро по автомобильным и тракторным прицепах, где проектировали самосральные прицепы, в том числе для самосвалов Мытищинского, Нефтекамского, Саранского и Уральского заводов, которые выпускали Красноярский и Ставропольский заводы автомобильных прицепов, вошедшие в строй в середине 1970-х годов.)

В целом до начала перестройки выпуск самосвалов различных типов достиг ~140 тыс. ед. в год. Их собирали на 10 заводах Минавтопрома. Причем особо следует остановиться на двух из них — Мытищинском машиностроительном и МАЗе. Потому что именно их роль в постоянном совершенствовании конструкции и наращивании объемов этой специфической продукции автомобилестроения огромна.

Так, Мытищинский машиностроительный завод был самым массовым по производству самосвалов предприятием: он выпускал более трети этих АТС в стране. Достаточно сказать, что в отдельные периоды с его конвейера сходили более 200 изделий в сутки, т. е. практически столько же, сколько легковых автомобилей с конвейера АЗЛК. Во-вто-



Рис. 12. Строительный автомобиль-самосвал КамАЗ-5511, 1978 г.

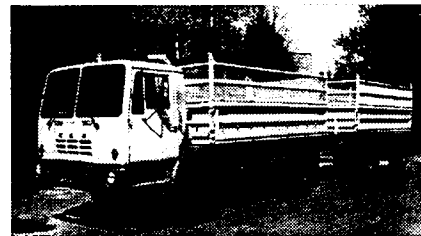


Рис. 13. Сельскохозяйственный автомобиль-самосвал с боковой разгрузкой кузова КАЗ-4540 с самосвальным прицепом ГКБ-8535, 1985 г.

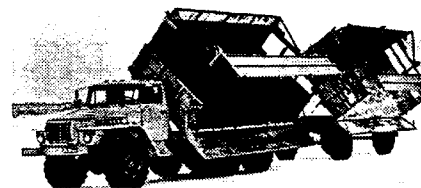


Рис. 14. Сельскохозяйственный автомобиль-самосвал с боковой разгрузкой кузова "Урал-5557" с самосвальным прицепом ГКБ-8551, 1985 г.

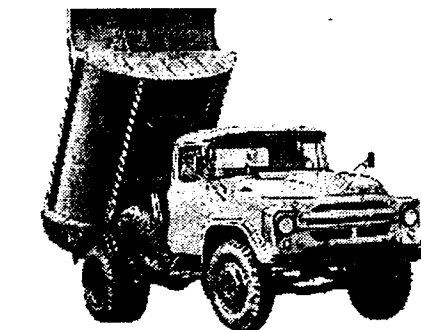


Рис. 15. Строительный самосвал ЗИЛ-ММЗ-555, 1964 г.

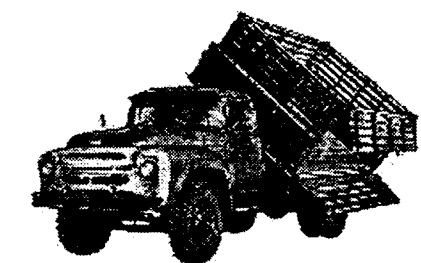


Рис. 16. Сельскохозяйственный самосвал с трехсторонней разгрузкой кузова ЗИЛ-ММЗ-554, 1972 г.

рых, ММЗ после ряда промежуточных моделей с 1964 г. выпускает наиболее известную в стране (и не только) строительный самосвал — ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 15), оборудованный корытообразным кузовом, а с 1972 г. — и самосвал ЗИЛ-ММЗ-554 (рис. 16) с трехсторонней разгрузкой кузова. В-третьих, до начала перестройки ММЗ успел провести очередную существенную модернизацию своей продукции и перейти на изготовление строительных (ЗИЛ-ММЗ-4305) и сельскохозяйственных (ЗИЛ-ММЗ-45086) самосвалов и даже (в 1985 г.) разработать новое для отечественной промышленности изделие — самосвал ЗИЛ-ММЗ-4952 со съемным кузовом, или "самопогрузчик", а с 1986 г. организовать его серийное производство.

На МАЗе, как известно, 31 декабря 1965 г. сошел с конвейера последний самосвал МАЗ-205. Но выпуск этой специ-



Рис. 17. Строительный самосвал МАЗ-503А, 1970 г.

альной техники здесь не прекратили. Например, реализовали, причем довольно успешно, результаты конструкторско-экспериментальных работ по созданию нового семейства грузовых автомобилей МАЗ-500, которое включало самосвал МАЗ-503А (рис. 17) грузоподъемностью

7000 кг, а переходит на выпуск самосвалов МАЗ-5549 грузоподъемностью 8000 кг, затем — самосвала МАЗ-5551 грузоподъемностью 10 000 кг, производство которого сохраняется до настоящего времени.

С началом перестройки выпуск самосвалов на автозаводах резко сокращается. В связи с этим от массового конвейерного производства они переходят к серийному (иногда к мелкосерийному). Так сказать, в объеме реального спроса. Для выхода из создавшегося положения увеличивают число моделей, создают новые фирмы мелкосерийного изготовления автомобилей-самосвалов на отечественных и зарубежных шасси (ООО "Автомастер" в Набережных Челнах, ЗАО "Бецема" в Красногорске, "Уральский автомобильный завод" в Новоуральске, ОАО "Черниговавтодеталь" на Украине и др.). Но это уже другая история.

Содержание

| | |
|---|----|
| "Все для фронта, все для победы!" | 1 |
| ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА | |
| Фасхнев Х. А., Шипменцева Т. А., Шайхутдинов И. Ф. — Оптимизация технико-экономических показателей АТС по интегральному критерию | 6 |
| КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ | |
| Макаревич П. С., Макушина А. А. — Конструкции распределительного вала и показатели дизелей КамАЗ | 10 |
| Кузнецов И. В. — Смесеобразование в ДВС с продуваемой форкамерой | 12 |
| Барыкин А. Ю. — Сравнительные характеристики межколесных дифференциалов различных типов | 15 |
| Ревин А. А., Балакина Е. В. — Кинематические связи управляемых колес с рулевым приводом | 19 |
| Макарян Р. Г. — Об аэродинамическом сопротивлении движению автомобиля | 21 |
| Читатель предлагает | |
| Некрасов В. Г. — Принципы электроэнергетики и автомобильные ДВС | 22 |
| АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ | |
| Осипов Н. Л. — Энергетический подход к проблеме ресурса основных деталей ДВС | 24 |
| ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ | |
| Бутай Б. П., Буханова И. Ф., Журавель В. М., Дивинский В. В., Субботин Ю. Г., Федоров С. Н. — Лазерное упрочнение гильз цилиндров | 28 |
| Карабцев В. С., Валеев Д. Х. — Оптимизация бокового обтекателя кабины грузового автомобиля | 30 |
| Захарик Ал. М., Захарик Ал. М., Захарик Ю. М., Гоголуш А. А. — Компьютерное моделирование зубчатых колес АТС, имитирующее погрешности их изготовления | 34 |
| Шумилин В. В. — "АВИТИЛ" — эффективные средства защиты от коррозии | 36 |
| ИНФОРМАЦИЯ | |
| Из истории отечественного автомобилестроения | |
| Мелик-Саркисянц А. С. — 70 лет производству автомобилей-самосвалов | 37 |

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновской-Лашков, А. Л. Каруни, Г. И. Мамити, Р. В. Козьрев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Художественный редактор Т. Н. Погорелова

Корректор Т. В. Арбузова

Сдано в набор 02.03.2005. Подписано в печать 18.04.2005.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,89. Зак. 719.

Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК" 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стрומынский пер., 4

Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97

E-mail: avtoprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ЛИТЕРАТУРА

МОСКОВСКОЙ МЕЖДУНАРОДНОЙ
КНИЖНОЙ ВЫСТАВКЕ-ЯРМАРКЕ

MOSCOW INTERNATIONAL BOOK FAIR

НА **18**

7-12.09.2005

всероссийский
выставочный
центр

all-russia
exhibition
centre



ОАО "Издательство "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

п р и г л а ш а е т

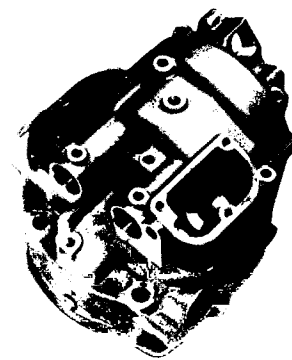
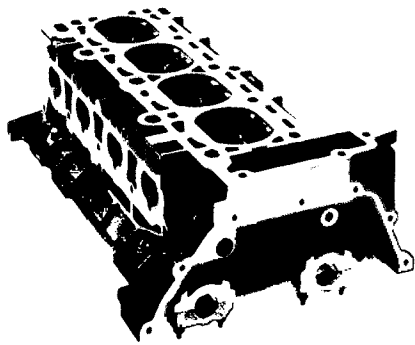
на ВВЦ павильон № 20 стенд F-5, где Вы можете ознакомиться с новинками учебной, справочной, энциклопедической, производственно-технической, научной и популярной литературы и отраслевыми журналами.

Литература, представленная на нашем стенде, будет интересна широкому кругу читателей: преподавателям, научным работникам, инженерам, конструкторам, студентам, рабочим.



ВВЦ павильон № 20 стенд F-5

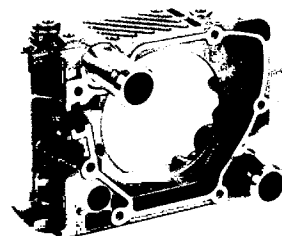
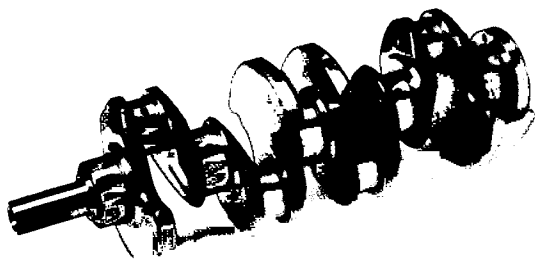
Вы узнаете свою деталь?



HELLER

Компетентность для Вашего успеха

Мировой лидер станкостроения фирма Хеллер поставляет широкий спектр металлообрабатывающих станков для обработки деталей продукции автомобилестроения. Одно- или многошпиндельные, высокой гибкости или высокопроизводительные, для самых разных производственных партий, как отдельные станки, так и станки для интеграции их в гибкие производственные комплексы – выбор за Вами.



Проведение консультаций, продажа, ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание высококачественного оборудования, и прежде всего станков, обрабатывающих центров и линий, с обучением персонала работе на этом оборудовании. Всегда в наличии на складе в Москве запасные части и расходные материалы для всех видов станков.

119334, Москва, Пушкинская наб., 8а
Тел.: (095) 234-60-00 (многоканальный), 956-14-72,
956-14-73, 956-14-75, 956-14-76, 956-14-77;
954-09-04, 954-09-09, 954-09-00,
954-12-07, 954-14-63; факс: (095) 954-44-16
E-mail: sales@galika.ru; Internet: <http://www.galika.ru>

GALIKA AG