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

Учредитель
Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор
генеральный директор
Управляющей организации АМО ЗИЛ
К. В. Лаптев

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
М. С. Высоцкий
В. А. Гуринович
А. П. Гурченко
А. В. Дмитриевский
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
А. Л. Карунин
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
Ю. В. Кудрявцев
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
А. П. Ракомсин
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 238-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел.: (8-10-380-572) 707-68-48

Цветоделение
ОАО "Издательство "Машиностроение"

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции
129626, Москва, проспект Мира, 106. А/я 78.
Тел.: (495) 682-5789, 682-7788
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел.: (495) 268-3858
Факс: (495) 269-4897

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

Цена свободная

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2008
Перепечатка материалов из журнала "Грузовик &" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик &" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик &
с приложением

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

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Автомобили* КАМАЗ 5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)

9 *Антропов Б. С.* Обеспечение надежности вкладышей коленчатого вала автомобильных дизелей в процессе эксплуатации

12 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.* Новое направление в повышении эффективности и надежности двигателей внутреннего сгорания

17 *Капустин А. А., Шимченко Н. И., Дубников Д. В.* Управление газовым двигателем

Эксплуатация. Ремонт

21 *Синельников А. Ф.* Техническое обслуживание и ремонт сцепления автомобилей (Продолжение)

Исследования. Расчет

29 *Тюфяков А. С., Дмитриевский А. В., Бурыгин П. А.* Результаты работ по совершенствованию микропроцессорных систем управления, обеспечивающих выполнение перспективных норм на выброс токсичных веществ

33 *Поликер Б. Е., Михальский Л. Л., Аникин С. А., Девянин С. Н., Марков В. А.* Оптимизация работы системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС

35 *Назаров А. Д.* Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала при ремонте двигателей

Качество

39 *Фасхиев Х. А.* Определение весомости показателей качества автомобилей и их компонентов

46 *Козловский В. Н., Малеев Р. А.* Модель системы управления качеством проектирования и производства электромеханического усилителя рулевого управления

Выставки

49 *Региональная* политика частно-государственного партнерства развития российского автопрома (по итогам Первого Московского международного форума "Развитие производства автокомпонентов в России")

Страницы истории

54 *Мысливец Б. М.* Российскому трамваю — более 110 лет

Информация

60 *Автомобили-мусоровозы* с газовым двигателем

61 *Новый* городской автобус SCANIA с двигателем, работающим на этаноле

62 *Грузовые* автомобили фирмы SCANIA с двигателем Евро-5

64 Городской сочлененный автобус Urbino 18 с гибридным дизель-электрическим двигателем

№ 7 '2008 (№ 142)

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ 5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1—4)

КОЛЕСА И ШИНЫ

ШИНЫ АВТОМОБИЛЕЙ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ, КАМЕРНЫЕ ИЛИ БЕСКАМЕРНЫЕ

Колеса для камерных шин — дисковые, стальные, с трехкомпонентным ободом, с креплением по типу ISO 4107, размером 5—20 (рис. 2).

Съемное бортовое кольцо удерживается на ободе замочным разрезным кольцом, размещенным в канавке обода.

Задние колеса сдвоенные (рис. 2), монтируются на ступицу по центральному отверстию в дисках колес и закрепляются десятью гайками с шайбами. Для доступа к вентилю внутренних колес применен удлинитель вентиля, закрепленный на кронштейне.

На отдельных комплектациях автомобилей возможна установка дисковых сдвоенных колес с камерными шинами, имеющими удлинитель вентиля для каждого колеса (рис. 3).

При установке колес вентиль наружного колеса следует сместить относительно вентиля внутреннего колеса на 36° (один шаг болтов крепления колес), при этом кронштейн надо ориентировать на вентиль наружного колеса.

Для бескамерных шин применяются колеса дисковые размером 9,00—22,5 (рис. 4), стальные или из алюминиевого сплава (рис. 5), возможна установка стальных колес размером 8,25—22,5. При установке вентиля необходимо обеспечить герметичность соединения вентиля с ободом.

Сдвоенные колеса для бескамерных шин (рис. 6, 7) имеют удлинитель вентиля для каждого колеса.

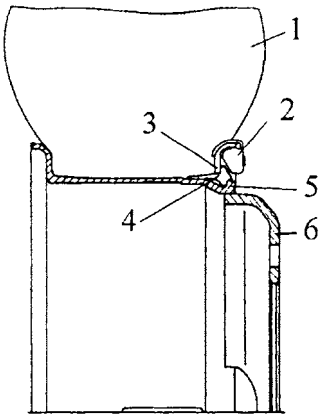


Рис. 1. Дисковое колесо с камерной шиной:

1 — колесо с шиной; 2 — балансировочный груз; 3 — бортовое кольцо; 4 — замочное кольцо; 5 — обод; 6 — диск

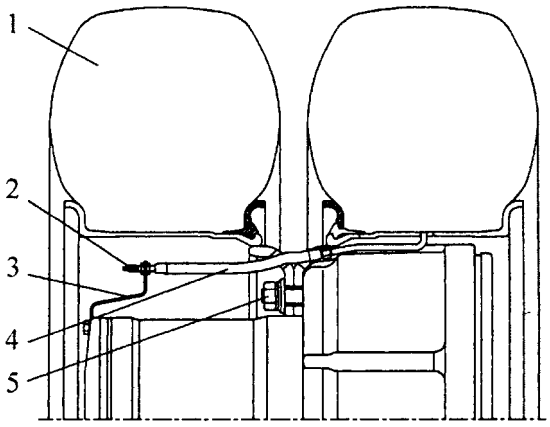


Рис. 2. Дисковые сдвоенные колеса с камерными шинами:

1 — колесо с шиной; 2 — вентиль; 3 — кронштейн; 4 — удлинитель вентиля; 5 — гайка с шайбой

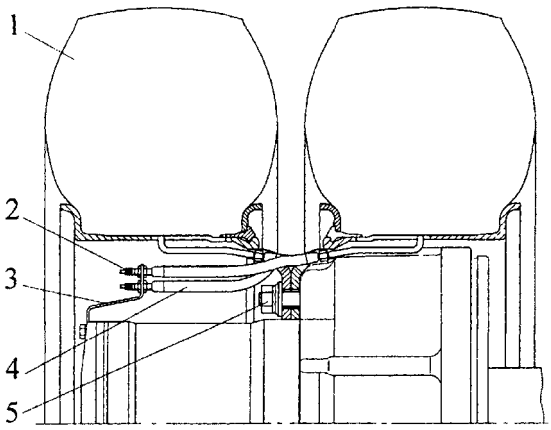


Рис. 3. Дисковые сдвоенные колеса с камерными шинами, имеющими удлинитель вентиля для каждого колеса:

1 — колесо с шиной; 2 — вентиль; 3 — кронштейн; 4 — удлинитель вентиля; 5 — гайка с шайбой

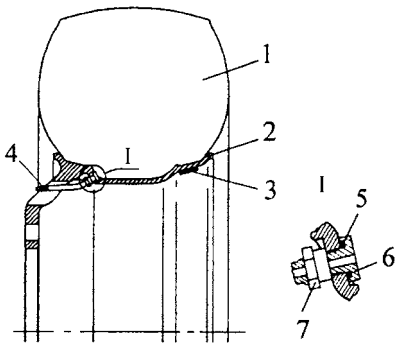


Рис. 5. Дисковое алюминиевое колесо с бескамерной шиной:

1 — шина; 2 — колесо; 3 — балансировочный груз; 4 — вентиль; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — корпус вентиля; 7 — гайка

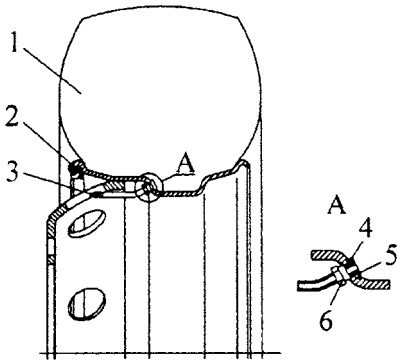


Рис. 4. Дисковое стальное колесо с бескамерной шиной:

1 — колесо с шиной; 2 — балансировочный груз; 3 — вентиль; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — корпус вентиля; 6 — гайка

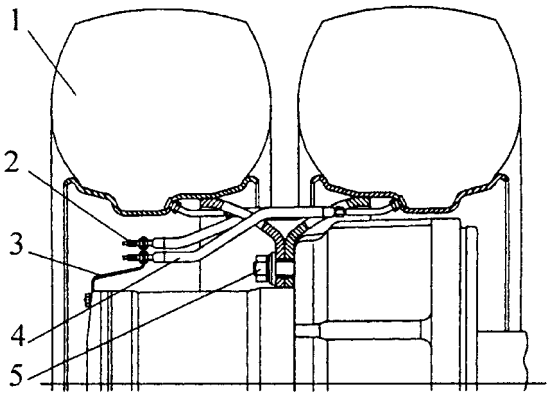


Рис. 6. Дисковые сдвоенные стальные колеса с бескамерными шинами:

1 — колесо с шиной; 2 — вентиль; 3 — кронштейн; 4 — удлинитель вентиля; 5 — гайка с шайбой

При установке колес вентиль наружного колеса следует сместить относительно вентиля внутреннего колеса на 36° (один шаг болтов крепления колес), при этом кронштейн нужно ориентировать на вентиль наружного колеса.

Схождение передних колес (угол поворота цапф вперед) для автомобилей снаряженной массы составляет 1,0—2,7 мм, для автомобиля КАМАЗ-65201 — 1,0—2,5 мм и измеряется как разность расстояний по буртикам тормозных барабанов в горизонтальной плоскости, проходящей через центр барабанов спереди и сзади в одних и тех же точках.

Максимальный угол поворота внутреннего (относительно центра поворота) колеса передней оси для автомобилей модели 5460 равен 44—45°, для моделей 5360, 53605, 6460, 6520 — 44—48°, для модели 65201 — не менее 45°, для колес второй оси — не менее 31°.

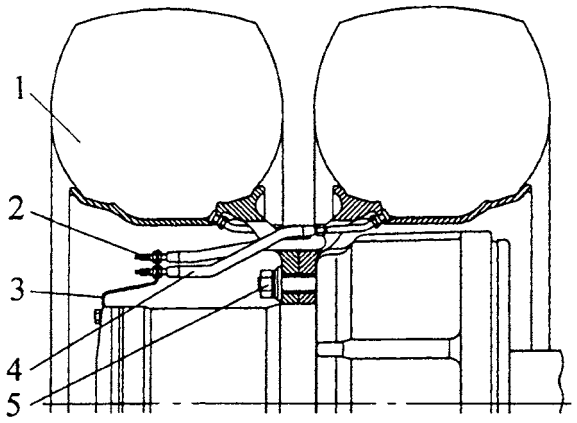


Рис. 7. Дисковые сдвоенные алюминиевые колеса с бескамерными шинами:

1 — колесо с шиной; 2 — вентиль; 3 — кронштейн; 4 — удлинитель вентиля; 5 — гайка с шайбой

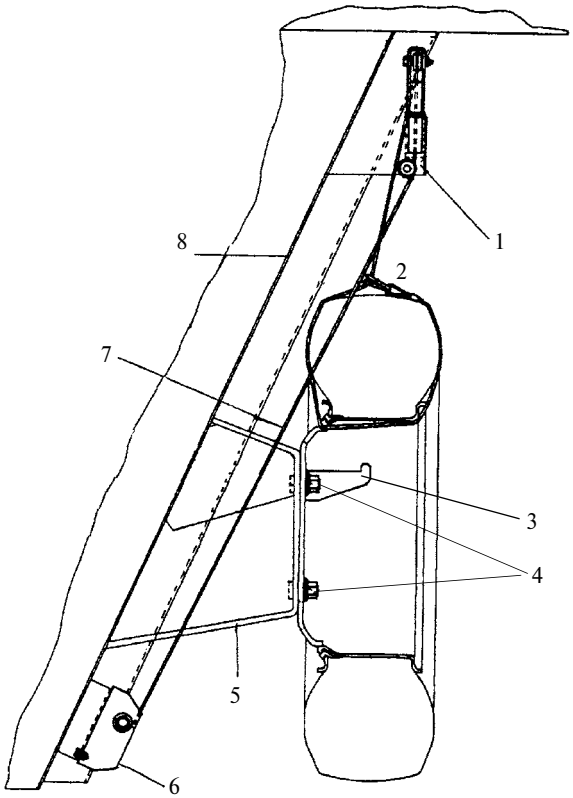


Рис. 8. Установка запасного колеса самосвала:

1 — поворотный кронштейн; 2 — скоба; 3 — крюк; 4 — гайки с шайбами; 5 — кронштейн; 6 — механизм подъема и опускания запасного колеса; 7 — канат; 8 — передний борт платформы

Запасное колесо и механизм подъема **на самосвалах моделей 6520, 65201** установлены на переднем борту платформы справа (рис. 8), а **на шасси** — под правым лонжероном рамы или установка колеса технологическая (колесо крепится на раме).

При подъеме или опускании колеса самопроизвольное опускание колеса **не допускается**. При необходимости нужно отрегулировать гайкой момент проворачивания вала механизма подъема и опускания запасного колеса против часовой стрелки (момент равен 49—79 Н · м).

Для подъема запасного колеса самосвала следует:

— поставить колесо вертикально и пропустить канат через одно из отверстий в диске колеса, обхватить колесо вокруг профиля шины и зафиксировать канат скобой;

— вращая механизм подъема запасного колеса, поднять его;

— поворачивая поворотный кронштейн, завести колесо и надеть центральным отверстием в диске на крюк;

— ослабив натяжение каната, совместить отверстия в диске с болтами крепления и переместить колесо по крюку до упора диска в кронштейны;

— закрепить колесо гайками с шайбами.

Для опускания запасного колеса самосвала необходимо:

— отвернуть две гайки с шайбами;

— с помощью механизма подъема запасного колеса приподнять колесо до выхода центрального отверстия в диске с крюка;

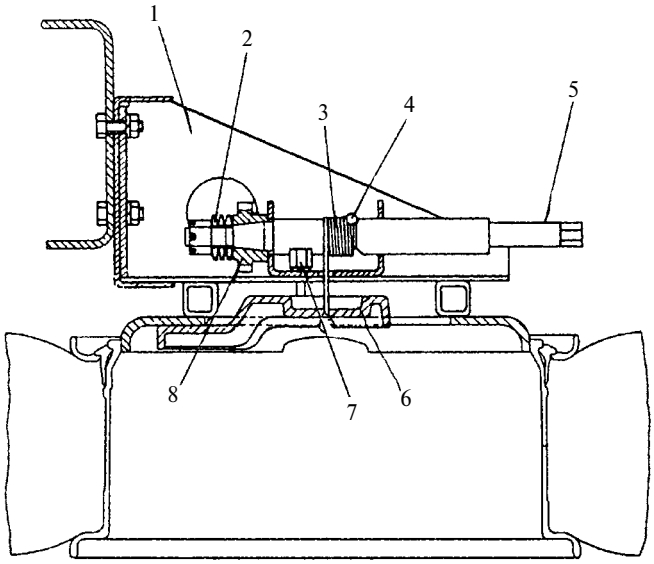


Рис. 9. Держатель запасного колеса:

1 — кронштейн; 2 — тарельчатая пружина ворота; 3 — канат ворота; 4 — вкладыш каната ворота; 5 — вал ворота; 6 — опора запасного колеса; 7 — гайка; 8 — храповик

— поворачивая поворотный кронштейн, вывести колесо наружу и опустить его, вращая механизм подъема-опускания запасного колеса;

— отсоединить скобу от каната и вывести канат из колеса.

Запасное колесо на автомобилях КАМАЗ моделей 5360, 53605, 5460 и 6460 установлено в горизонтальном положении на кронштейне (рис. 9), который закреплен на правом лонжероне рамы.

Для подъема запасного колеса с камерными шинами следует:

положить колесо замочным кольцом вверх;

с бескамерными — диском вверх;

ввести внутрь обода опору запасного колеса;

вращая вал ключом для затягивания гаек крепления колес, приподнять опору запасного колеса и обеспечить совпадение поверхностей колеса и опоры. При дальнейшем вращении вала на него наматывается канат, и опора вместе с колесом поднимается вверх.

В поднятом положении колесо нужно закрепить двумя гайками с шайбами.

Для опускания колеса надо отвернуть две гайки крепления запасного колеса к кронштейну и нажать на колесо. Если усилие, необходимое для опускания колеса, велико или если колесо опускается самопроизвольно (падает), необходимо отрегулировать усилие сжатия тарельчатых пружин (после регулировки гайку нужно зашплинтовать).

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ШИН

Техническое состояние шин проверяется внешним осмотром, начиная с левого переднего колеса по часовой стрелке. Надо удалить застрявшие в протекторе, на боковинах и между сдвоенными шинами камни, гвозди и другие посторонние предметы. При обнаружении на шинах

топлива, масла и других нефтепродуктов следует протереть шины досуха.

Надо следить за тем, чтобы на шины не попадали топливо, масло и другие нефтепродукты, так как это быстро выводит их из строя.

Давление воздуха в шинах колес надо проверять манометром. Снижение давления на 25 % от нормального сокращает срок службы шин на 35—40 %. Также нужно учитывать, что расход топлива увеличивается на 1—1,5 л на 100 км пробега при снижении давления в шинах на 98 кПа. Поэтому давление воздуха в шинах должно соответствовать величинам, указанным в технической характеристике.

При подкачке шин не находитесь в зоне подкачиваемого колеса.

Подкачивать шину без демонтажа возможно при снижении давления воздуха не более чем на 40 % по сравнению с нормальным и при уверенности в том, что уменьшение давления не нарушило правильность монтажа.

Подкачивайте шины, пользуясь шлангом для накачки шин из комплекта инструмента и принадлежностей или любым другим шлангом с накидной гайкой под резьбу М 16 × 1,5. Шланг подсоединяется к регулятору давления. Перед накачиванием шин давление в ресиверах надо понизить до величины, соответствующей давлению включения регулятора.

СНЯТИЕ КОЛЕС С АВТОМОБИЛЯ, РАЗБОРКА, СБОРКА

Снятие колеса со ступицы проводится при надежно заторможенном автомобиле и при полностью выпущенном воздухе из шин в следующем порядке:

для передней оси: надо вывесить колесо домкратом, отвернуть десять гаек крепления колес к ступице, снять колесо;

для среднего и заднего мостов: нужно вывесить колесо домкратом, отвернуть десять гаек крепления колеса к ступице, снять наружное и внутреннее колеса.

Установка колес проводится в обратной последовательности.

Для разборки колеса с камерной шиной нужно положить его замочным кольцом вверх и выпустить воздух из шины. Затем надо сделать пометки на шине и ободе (для сохранения балансировки после сборки).

Последовательность разборки показана на рис. 10:

I — вставьте прямую лопатку между бортовым кольцом и шиной, отожмите борт шины вниз;

II — в образовавшийся зазор вставьте изогнутую лопатку так, чтобы конец лопатки упирался в бортовое кольцо, а пятка — на прямую лопатку;

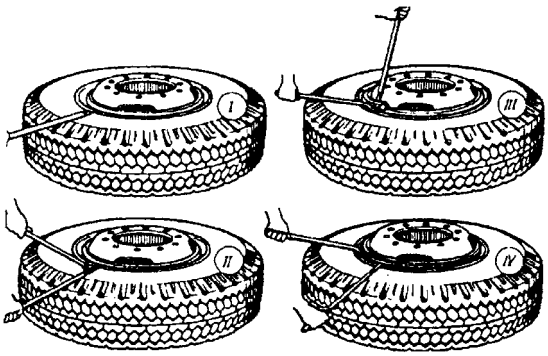


Рис. 10. Порядок разборки колеса и демонтажа шины

III — перемещая прямую и изогнутую лопатки по окружности обода колеса и отжимая вниз борт шины, снимите его с конической полки замочного кольца;

IV — вставьте конец прямой лопатки в прорезь на замочном кольце и отожмите кольцо из канавки;

— приподнимите замочное кольцо вверх, упирая изогнутую лопатку в бортовое кольцо;

— продолжая удерживать замочное кольцо в приподнятом положении, заведите конец прямой лопатки под нижний торец замочного кольца;

— удерживая замочное кольцо рукой, выжмите его прямой лопаткой из канавки обода.

Выньте бортовое кольцо и, перевернув колесо, снимите борт шины с обода с помощью прямой и изогнутой лопаток.

Поставьте колесо вертикально, выньте обод из шины до упора вентиля камеры в торец вентильного паза, утопите вентиль в паз и извлеките обод из шины.

Не выбивайте обод из шин ударами кувалды по замочной части обода.

Для монтажа камерной шины на обод колеса вложите камеру в покрышку и вставьте ободную ленту, предварительно посыпав камеру тальком. Подкачайте камеру и заверните золотник. После этого проделайте операции, показанные на рис. 11:

I — положите шину на обод с некоторым перекосом и вставьте вентиль в вентильный паз. Проследите за тем, чтобы не было перекоса вентиля. Приподнимите шину со стороны вентиля и наденьте на обод:

II — наденьте бортовое кольцо и вставьте в канавку обода противоположную от разреза часть замочного кольца, утопите сначала одну часть кольца и затем другую.

Не монтируйте кольцо ударами молотка без применения деформируемой прокладки. Это приведет к появлению забоин и деформации замочного кольца.

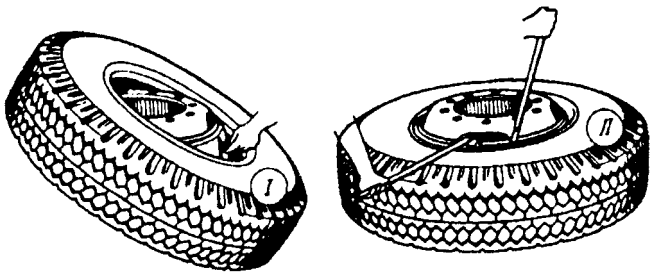


Рис. 11. Порядок монтажа шины

Убедитесь, что кромки замочного кольца находятся под бортом шины. Если в некоторых местах кромка кольца упирается в борт шины, необходимо заправить кромку под борт.

Поставьте колесо в специальное предохранительное ограждение, а в дорожных условиях положите замочным кольцом вниз. Подкачайте шину до давления не более 49 кПа. Убедившись, что борт шины по всей окружности находится на замочном кольце, доведите давление до нормального.

При сборке и установке помните, что бортовое и замочное кольца и обод не должны иметь трещин, вмятин и грязи (особенно в замочной канавке), а соприкасающиеся поверхности покрышек должны быть присыпаны тальком.

Замочное кольцо должно надежно входить в канавку обода всей своей внутренней поверхностью.

Для демонтажа бескамерной шины с обода колеса необходимо:

— полностью выпустить воздух из шины;

— сделать пометки на шине и ободе (для сохранения балансировки после сборки);

— установить колесо в сборе с шиной в горизонтальное положение диском вверх;

— вильчатым и плоским прямыми концами монтажных лопаток полностью снять борт шины с конической посадочной полки обода (рис. 12);

— перевернув колесо с шиной диском вниз, аналогичным приемом снять второй борт шины с полки обода;

— осадить борт шины до уровня монтажного ручья. Одновременно с диаметрально противоположной стороны ввести между ободом колеса и бортом шины изогнутые плоские концы монтажных лопаток, вывести борт за торец обода в данном месте и далее, передвигая их по окружности колеса, утопить торец обода внутрь шины (см. рис. 12);

— перевернуть колесо с шиной диском вверх;

— изогнутым и прямым концами монтажных лопаток закрепиться за нижнюю закраину обода и вывести ее из полости шины, при этом борт шины с противоположной стороны должен находиться в монтажном ручье обода (см. рис. 12).

— удерживая вильчатым концом одной из монтажных лопаток обод в положении, указанном на рис. 12, изогнутым плоским концом второй лопатки, вводимым последовательно по кругу между бортом шины и закраиной обода, извлечь обод из шины;

— при необходимости снять вентиль с обода. Для облегчения монтажа и демонтажа, а также для избежания повреждения герметичного слоя шины борт шины и бортовая закраина обода должны протираться ветошью, смоченной в мыльной или обычной воде.

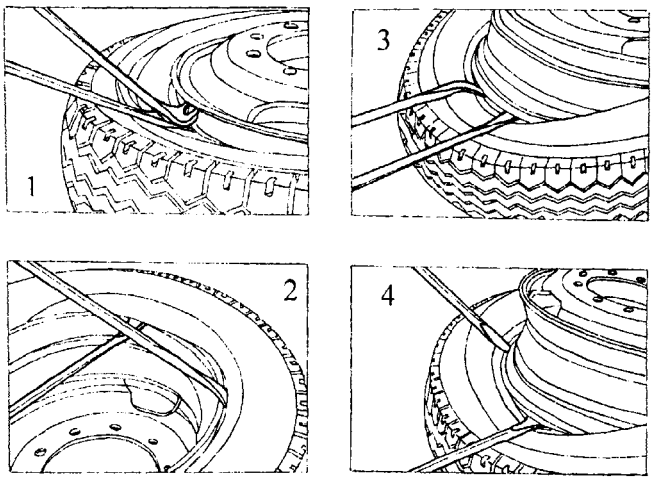


Рис. 12. Порядок демонтажа колеса с бескамерной шиной

Перед монтажом надо проверить техническое состояние колеса и шины: колесо не должно иметь коррозии, грязи, задиров металла, особенно на конусных поверхностях, соприкасающихся с шиной; шина должна быть без повреждения бортов, глубоких порезов, пробоин на боковинах или беговой дорожке.

Шиномонтажные работы должны выполняться исправным инструментом.

Для монтажа бескамерной шины на обод колеса нужно:

— установить вентиль на обод колеса;

— установить шину в горизонтальное положение;

— нижнюю закраину обода колеса, расположенного диском вверх, полностью ввести в полость шины (рис. 13, положение 1);

— перевернуть колесо с шиной и, удерживая верхний борт шины на уровне монтажного ручья обода, плоскими концами сначала одной, затем обеих монтажных лопаток, полностью завести его за бортовую закраину обода (рис. 13, положение 2);

— накачать шину воздухом до рабочего давления;

— проверить герметичность посадки шины на ободе.

Монтаж и демонтаж шин на предприятии должен осуществляться на специально отведенном участке, оснащенном необходимым оборудованием, приспособлениями и инструментом.

Монтаж и демонтаж шин в дорожных условиях необходимо проводить специальными монтажными лопатками из комплекта инструмента и принадлежностей.

Соблюдайте правила:

— не монтируйте шину на обод, не соответствующий по размеру данной шине;

— не используйте бортовые и замочные кольца от колес других марок автомобилей;

— не используйте шины, на бортах которых имеются задиры и повреждения, препятствующие монтажу;

— во время и после накачивания шины не ударяйте по ободу, замочному и бортовому кольцам и шине;

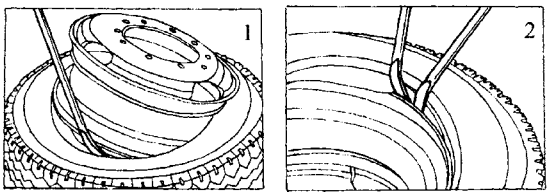


Рис. 13. Порядок монтажа бескамерной шины

— для сохранения балансировки колеса старую шину устанавливайте в таком же положении, как и до разборки (метки на шине и ободе должны быть совмещены).

Гайки крепления колес должны быть затянуты равномерно в два-три приема согласно схеме, указанной на рис. 14, момент затяжки 54—67 кгс · м.

Перед установкой дисковых колес следует очистить посадочное место на ступице и колесе.

Надо смазать смазкой посадочный диаметр на ступице, резьбу на болтах крепления колес, капнуть каплю масла между гайкой и опорной шайбой.

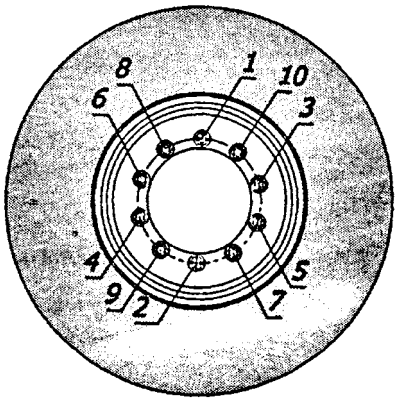


Рис. 14. Порядок затяжки гаек колеса

После снятия и очередной установки дисковых колес на автомобиль нужно проверить момент затяжки гаек после небольшого пробега (100—150 км). При необходимости следует подтянуть их до указанного момента.

Техническая характеристика колес и шин

Параметр	Модель автомобиля		
	5360	53605	5460
Давление в шинах, кПа (кгс/см^2):			
передней оси для шин:			
11.00R20	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)	—	800 ± 20 (8,2 ± 0,2)
12.00R20	755 ± 20 (7,7 ± 0,2)	750 ± 20 (7,7 ± 0,2)[3)] 850 ± 20 (8,7 ± 0,2)[4)]	750 ± 20 (7,7 ± 0,2)
315/60R22,5	—	—	833 ± 20 (8,5 ± 0,2)
315/70R22,5	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)	—	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)
315/80R22,5	696 ± 20 (7,1 ± 0,2)	700 ± 20 (7,7 ± 0,2)[3)] 850 ± 20 (8,7 ± 0,2)[4)]	755 ± 20 (7,7 ± 0,2)
заднего моста для шин:			
11.00R20	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)[1)] 696 ± 20 (7,1 ± 0,2)[2)]	— —	800 ± 20 (8,2 ± 0,2)[1)] 700 ± 20 (7,7 ± 0,2)[2)]
12.00R20	755 ± 20 (7,7 ± 0,2)[1)] 647 ± 20 (6,6 ± 0,2)[2)]	650 ± 20 (6,6 ± 0,2)[3)] 850 ± 20 (8,7 ± 0,2)[4)]	750 ± 20 (7,7 ± 0,2)[1)] 490 ± 20 (5,0 ± 0,2)[2)]
315/60R22,5	— —	— —	784 ± 20 (8,0 ± 0,2)[1)] 686 ± 20 (7,0 ± 0,2)[2)]
315/70R22,5	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)[1)] 697 ± 20 (7,1 ± 0,2)[2)]	— —	804 ± 20 (8,2 ± 0,2)[1)] 697 ± 20 (7,1 ± 0,2)[2)]
315/80R22,5	755 ± 20 (7,7 ± 0,2)[1)] 647 ± 20 (6,6 ± 0,2)[2)]	600 ± 20 (6,1 ± 0,2)[3)] 850 ± 20 (8,7 ± 0,2)[4)]	755 ± 20 (7,7 ± 0,2)[1)] 647 ± 20 (6,6 ± 0,2)[2)]
Размер обода для шины:			
камерной	8,5—20	8,5—20	8,5—20
бескамерной	9,00—22,5	—	9,00—22,5
Размер шины:			
камерной	12.00R20 или 11.00R20	12.00R20	12.00R20 или 11.00R20
бескамерной	315/70R22,5 315/80R22,5	315/80R22,5	315/60R22,5 315/70R22,5 315/80R22,5
Максимальная нагрузка на шину, кН (кгс):			
11.00R20	32,9 (3350)	—	31,9 (3250)
12.00R20, 315/80R22,5	36,8 (3750)	6,8 (3750)	36,8 (3750)
315/60R22,5, 315/70R22,5	34,1 (3550)	—	34,8 (3550)

[1)] С двигателем 740.50-360; 740.37-400.
[2)] С двигателем 740.10-260, 740.30-260.
[3)] Для автомобилей полной массой 16 400 кг.
[4)] Для автомобилей полной массой 20 200 кг.

Параметр	Модель автомобиля		
	6460	6520	65201
Давление в шинах, кПа (кгс/см^2):			
передней оси для шин:			
12.00R20	700 ± 20 (7,1 ± 0,2)	853 ± 20 (8,7 ± 0,2)	852 ± 20 (8,7 ± 0,2)
315/80R22,5	647 ± 20 (6,6 ± 0,2)	853 ± 20 (8,7 ± 0,2)	823 ± 20 (8,4 ± 0,2)
275/70R22,5	852 ± 20 (8,7 ± 0,2)	—	—
заднего моста для шин:			
12.00R20	647 ± 20 (6,6 ± 0,2) —	647 ± 20 (6,6 ± 0,2)[1)] 853 ± 20 (8,7 ± 0,2)[2)]	598 ± 20 (6,1 ± 0,2)[3)] 852 ± 20 (8,7 ± 0,2)[4)]
315/80R22,5	647 ± 20 (6,6 ± 0,2) —	853 ± 20 (8,7 ± 0,2) —	647 ± 20 (6,6 ± 0,2)[3)] 823 ± 20 (8,4 ± 0,2)[4)]
275/70R22,5	804 ± 20 (8,2 ± 0,20)	—	—
Размер обода для шины:			
камерной	8,5—520	8,5—20	8,5—20
бескамерной	9,00—22,5 или 8,25—22,5	9,00—22,5 —	9,00—22,5 —
Размер шины:			
камерной	12.00R20	12.00R20	12.00R20
бескамерной	315/80R22,5 или 275/70R22,5	315/80R22,5	315/80R22,5
Максимальная нагрузка на шину, кН (кгс):			
12.00R20, 315/80R22,5	36,7 (3750)	36,7 (3750)	—
275/70R22,5	30,9 (3150)	—	36,7 (3750)

[1)] Давление в шинах для автомобилей полной массой 27 500 кг.
[2)] Для автомобилей полной массой 33 100 кг.
[3)] Для автомобилей полной массой 35 000 кг.
[4)] Для автомобилей полной массой 41 000 кг.

Возможные неисправности колес и шин, причины и способы их устранения

Неисправность	Возможная причина	Способ устранения
Ухудшение устойчивости движения автомобиля	Нарушена балансировка колес	Отбалансируйте колеса с шинами в сборе
	Недостаточное давление в шинах	Доведите давление до нормы
	Свободный ход в подшипниках ступиц и неправильная затяжка гаек крепления колес к ступицам	Отрегулируйте подшипники ступиц колес, затяните гайки
	Неправильная установка управляемых колес	Отрегулируйте величину схождения колес
	Неравномерный износ протектора шин	Проведите перестановку шин
Ухудшение самовозврата передних колес в нейтральное положение	Недостаточное давление в шинах	Доведите давление до нормы
Увеличение усилия на рулевом колесе	Недостаточное давление в шинах передних колес	Доведите давление до нормы
	Недостаток смазки в подшипниках ступиц колес	Смажьте подшипники
	Чрезмерная затяжка подшипников ступиц передних колес	Отрегулируйте подшипники ступиц колес
Нагрев ступиц	Недостаток смазочного материала в подшипниках ступиц колес	Смажьте подшипники
	Чрезмерная затяжка подшипников ступиц колес	Отрегулируйте подшипники ступиц колес
Повышенный износ шин второй оси (для автомобилей с колесной формулой 8 × 4)	Не отрегулировано положение колес второй оси	Отрегулируйте положение колес второй оси

Б. С. Антропов,
д-р техн. наук;
ЯГТУ

Обеспечение надежности вкладышей коленчатого вала автомобильных дизелей в процессе эксплуатации

Рассмотрены отказы вкладышей и коленчатого вала двигателей ЯМЗ тракторов и автомобилей, а также причины их возникновения. Даны рекомендации по повышению работоспособности указанных деталей.

При нормальной работе вкладышей происходит естественное изнашивание шеек вала и вкладышей, вследствие чего увеличивается зазор в паре шейка вала — вкладыш. В эксплуатации часто оценивают работу рассматриваемой пары по давлению масла в главной магистрали двигателя. Считается, что при увеличении зазора происходит повышение расхода масла через подшипники коленчатого вала и, как следствие, снижение давления масла. Для двигателей ЯМЗ это снижение происходит постепенно по мере увеличения пробега, поэтому оно не может быть использовано для достоверной оценки технического состояния шеек вала и вкладышей (рис. 1). Указанное объясняется тем, что подача масляных насосов двигателей ЯМЗ достаточно высокая, и она компенсирует некоторое увеличение расхода масла через рассматриваемый узел. К тому же изнашивание шеек вала и вкладышей по длине окружности неравномерное и связано с воспринимаемыми ими нагрузками.

Опыт эксплуатации дизелей ЯМЗ показывает, что выход из строя вкладышей вызван не предельными значениями износа, а разрушением антифрикционного слоя по разным причинам.

Наиболее тяжелым дефектом являются задир и проворот вкладышей в расточках шатуна и блока. Часть этих дефектов развивается медленно, иногда является следствием некачественного изготовления деталей или сборки (ремонт или разборка двигателя). В некоторых случаях дефекты развиваются за очень короткий период эксплуатации и приводят к тяжелым последствиям, например, при ухудшении подвода масла.

На дизелях чаще всего выходят из строя шатунные вкладыши, чем коренные. Это вызвано более высокими удельными нагрузками, действующими на шатунные вкладыши, а также, меньшей жесткостью постелей под вкладыши.

При повороте коренных вкладышей выходят из строя коленчатый вал и блок цилиндров (нарушение расточек в блоке), а при повороте шатунных вкладышей — шатун, коленчатый вал. При обрыве шатуна выходит из строя блок цилиндров. В обоих случаях эти отказы связаны с капитальным ремонтом двигателя, а именно с заменой или восстановлением блока цилиндров и коленчатого вала. Шатун при данном отказе восстановлению не подлежит.

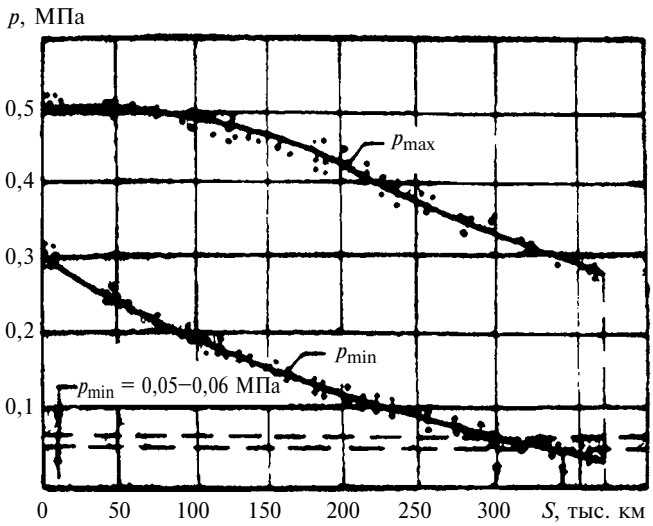


Рис. 1. Зависимость давления масла p_{max} и p_{min} от пробега S двигателей ЯМЗ:

p_{max} и p_{min} — максимальное и минимальное давление масла соответственно при максимальной и минимальной частоте вращения коленчатого вала при работе на холостом ходу

При задире и провороте вкладышей по каким-либо причинам появляется локальный или полный контакт шейки вала и вкладыша без разделительного масляного слоя. В месте контакта повышается температура вкладыша, что приводит к подплавлению сначала свинцово-оловянного слоя (приработочного слоя), а затем и слоя свинцовистой бронзы (антифрикционного слоя). На слое бронзы появляются трещины в местах подплавления свинца, приводящие к нарушению его однородности и связи со стальным основанием вкладыша. При дальнейшем воздействии тепловых и механических нагрузок происходит деформация стального основания вкладыша, вызывающая снижение первоначального натяга в стыке вкладышей и их перемещение в расточке. Далее происходит процесс схватывания и сваривания материала вкладыша с материалом расточки и коленчатого вала, который в конечном итоге приводит к провороту вкладыша.

При медленном развитии рассмотренного процесса локальный нагрев на первом этапе заканчивается трещинами в слое свинцовистой бронзы. Однако в дальнейшем возникающие трещины приводят к усталостным разрушениям большой интенсивности и при несвоевременной замене вкладышей — к их задиру и провороту.

Далее рассмотрим основные причины задира и проворота вкладышей.

Ухудшение подачи масла в подшипники. Отсутствие или недостаточное количество масла в подшипниках могут быть вызваны следующими причинами:

— недостаток масла в картере двигателя, выход из строя масляного насоса;

— использование масла с высокой температурой застывания при низких температурах;

— закоксовывание предохранительного (редукционного) клапана в открытом положении;

— подсос воздуха по линии всасывания перед масляным насосом и др.

Дефект развивается за короткий промежуток времени (обычно менее 1 мин работы двигателя после пуска и еще меньше при работе двигателя под нагрузкой). Следовательно, при отсутствии давления масла после пуска или его снижении при работе двигателя, которое определяется по показаниям штатного манометра на панели приборов в кабине автомобиля, необходимо остановить двигатель для выяснения причины неисправности. Поиск причины неисправности следует начинать с проверки уровня масла в картере и давления в главной магистрали двигателя с помощью контрольного манометра.

Разжижение масла топливом. При небольшом разжижении масла топливом (при снижении вязкости на 15—20 % по сравнению с исходной) неисправность в работе подшипников не возникает. При этом имеет место снижение температуры подшипников в результате увеличения расхода масла. Дальнейшее снижение вязкости масла приводит к ухудшению несущей способности масляного слоя, контакту шеек вала с вкладышами и их задиру.

Разжижение масла чаще всего происходит на линии слива топлива из форсунок. Этот дефект может оставаться незамеченным длительное время.

Внешними признаками его являются отсутствие расхода масла и повышение уровня масла в картере двигателя. В этом случае необходимо проверить герметичность линии слива топлива из форсунок и произвести опрессовку ее сжатым воздухом под давлением 0,05—0,1 МПа (0,5—1,0 кгс/см^2). Места разгерметизации определяются по пузырькам выходящего воздуха.

Попадание загрязнений в зазор вкладыш—шейка вала. В данном случае имеются ввиду твердые частицы (металлические и абразивные), размер которых близок или больше размера зазоров между вкладышами и шейками вала. Такие частицы, проходя с маслом через зазоры в подшипниках, оставляют царапины на слое свинцовистой бронзы вкладышей. Эти царапины приводят к вспучиванию поверхности вкладышей. Температура вкладышей в месте царапин по измерениям, выполненным в ОАО "Автодизель", достигает 400—500 °С, в отдельных случаях — 600 °С. В результате нагрева происходит тепловое расширение стального основания вкладышей.

Ввиду большого натяга и высокой относительной жесткости постелей увеличение длины вкладышей невозможно, поэтому тепловое расширение вкладышей компенсируется смятием стыков между ними, что приводит к уменьшению размеров и снижению натяга (рис. 2, *а*). Кроме того, вкладыши деформируются и по ширине. Средняя часть вкладышей вспучивается, при этом выпуклая часть всегда обращена к шейке вала

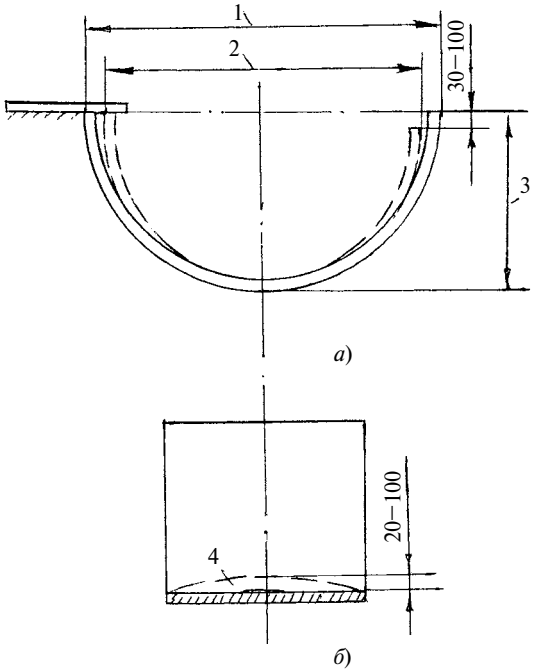


Рис. 2. Схема изменения размеров вкладыша при повреждении антифрикционного слоя:

1, 3 — свободные (по чертежу) размеры вкладыша; 2 — размеры вкладыша после работы; 4 — прогиб образующей вкладыша (размеры указаны в микрометрах)

(рис. 2, *б*). Вспучивание приводит к ухудшению теплоотвода от вкладышей и их прижиму к постелям в момент приложения нагрузки. После снятия нагрузки благодаря упругим свойствам вкладышей они возращаются в исходное деформированное состояние. Слой свинцовистой бронзы в этих условиях подвергается усталостным разрушениям. В этом слое появляются трещины, которые обнаруживаются и в стальном основании вкладышей. Период разрушения вкладыша зависит от степени повреждения твердыми частицами поверхности вкладыша. При большом повреждении вкладышей авария наступает через несколько минут работы двигателя (проворот вкладышей). При малых повреждениях слоя свинцовистой бронзы вкладыши могут работать относительно длительное время (до десятков тысяч километров пробега автомобиля).

Механические загрязнения, оставленные в двигателе при его сборке и особенно при ремонте, поступают в масло и повреждают вкладыши. Они могут попадать в двигатель при заправке его маслом в эксплуатации. Вероятность попадания загрязнений в подшипники коленчатого вала практически полностью устраняется при обеспечении нормальной работы системы фильтрации масла, при которой перепускной клапан полнопоточного фильтра не открывается даже при пуске двигателя. В данном случае не загорается сигнальная лампочка открытия указанного клапана, расположенная на панели приборов в кабине автомобиля или трактора. Загорание лампочки свидетельствует об открытии перепускного клапана, что говорит о засорении элементов фильтра или об использовании масла, не соответствующего температуре окружающего воздуха (особенно зимой).

Качество обработки коленчатого вала. Этот фактор в значительной степени относится к коленчатым валам, подвергаемым ремонту. Так, отклонение прямолинейности образующей шеек вала от требований чертежа (конусность, бочкообразность, талия) вызывает неравномерность нагрузки на отдельные участки вкладышей. Это приводит к локальному изнашиванию свинцово-оловянного покрытия, усталостным разрушениям слоя свинцовистой бронзы и в конечном итоге — к задирам вкладышей. Процесс является вялотекущим, диагностирование его возможно лишь с помощью спектрального анализа картерного масла двигателя, т. е. по повышенному содержанию в масле свинца и меди.

Локальное изнашивание на краю вкладыша свидетельствует об изгибе шатуна или неправильной геометрии расточки в нижней головке шатуна или блоке цилиндров.

После ремонта часто появляются повреждения вкладышей ввиду низкого качества полировки масляных отверстий после шлифования шеек коленчатого вала. Могут быть также нагружения в работе вкладышей вследствие низкой чистоты обработки шеек вала, т. е. некачественной полировки после шлифования. В этом случае происходит повышенное изнашивание вкладышей, а иногда их задир ввиду наличия гребешков на шейках вала.

При разборке двигателя после эксплуатации шейки вала и вкладыши необходимо тщательно осмотреть и произвести замеры их основных показателей. При осмотре необходимо обратить внимание на износ свинцово-оловянного слоя и свинцовистой бронзы, а также на наличие подплавлений, усталостных трещин, выкрашиваний, внедрение мелких частиц, рисок и следов коррозии.

Трещины коленчатого вала проверяют с помощью магнитного дефектоскопа. При отсутствии трещин производится осмотр состояния шеек вала, т. е. фиксируются риски, чистота поверхностей и прямолинейность образующих шеек вала, прижоги и задиры. Определяя диаметры шеек вала, можно сделать вывод о необходимости их перешлифования на ремонтный размер. Определяют также износ вкладышей. Однако в большинстве случаев после длительной эксплуатации вкладыши необходимо заменить даже в случае их хорошего состояния, так как в антифрикционном слое могут быть мелкие абразивные частицы. При дальнейшем использовании таких вкладышей увеличивается изнашивание шеек вала.

Обязательной замене подлежат вкладыши, свинцово-оловянный слой которых максимально изношен, в результате чего снижается надежность вкладышей в экстремальных условиях работы двигателя (например при пуске в условиях низких температур окружающего воздуха и задержке поступления масла к подшипникам коленчатого вала).

Выполнение рассмотренных требований позволяет повысить работоспособность вкладышей и коленчатого вала двигателей ЯМЗ при их эксплуатации в составе автомобилей и тракторов.

Ф. Ф. Пащенко,
д-р техн. наук.,
проф.,
Л. Е. Круковский,
канд. техн. наук

Новое направление в повышении эффективности и надежности двигателей внутреннего сгорания

Предложен новый передаточный механизм, преобразующий возвратно-поступательное движение поршней во вращательное движение приводного вала. Применение такого преобразователя позволит снизить вибрацию, расход топлива и существенно повысить ресурс работы ДВС.

Одной из глобальных проблем в настоящее время является резкое ухудшение экологического состояния больших городов, вызванное повышенным уровнем шума и загазованностью, связанное с массовым внедрением автомобильного транспорта. Эта проблема резко обострилась и в России, например, Москве, где темпы роста автомобильного парка составляют до 30 тыс. машин в месяц. В развитых странах выработан ряд комплексных мер, способствующих некоторому улучшению экологии. Это ужесточение контроля за токсичностью отработавших газов, разработка программ внедрения электромобилей, модернизация систем управления дорожным движением, внедрение электронных систем управлением зажигания двигателей и т. д. Указанные мероприятия, несомненно, дадут положительный эффект, но поиск дополнительных способов, снижающих неблагоприятное влияние транспорта на окружающую среду, продолжается.

Основным движителем транспортных средств является ДВС, принцип работы которого состоит в преобразовании возвратно-поступательного движения поршней в цилиндрах, в которых производится сжигание топлива, во вращательное движение рабочего вала, передающиеся по кинематической схеме на ведущие колеса транспортного средства.

Это преобразование осуществляет кривошипно-шатунный механизм, состоящий из шатуна, кривошипа и коленчатого вала (рис. 1). Однако кривошипно-шатунный механизм, действующий практически без изменений с начала внедрения ДВС, далек от совершенства. Если принять, что коленчатый вал вращается равномерно, то ход поршня, совершающего возвратно-поступательное движение, не будет синусоидальным и, следовательно, будет содержать гармонические составляющие. Это означает, что помимо полезной работы, совершаемой ДВС, часть энергии будет затрачена на генерацию бесполезных колебаний, приводящих к вибрации и шуму. Кроме того, происходят повышенное изнашивание двигателя ввиду наличия боковых нагрузок на стенки цилиндра и

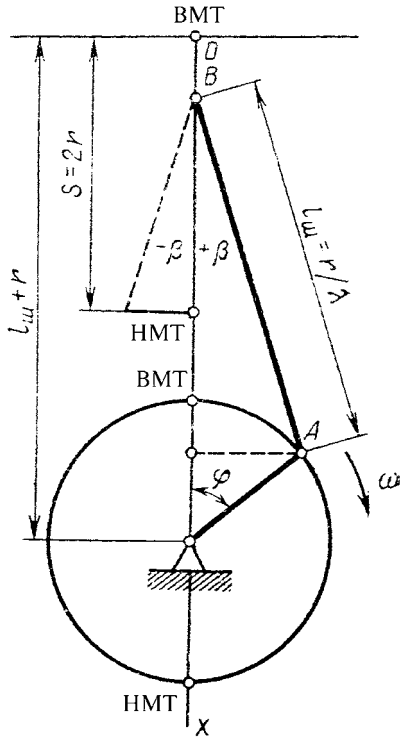


Рис. 1. Схема простейшего кривошипно-шатунного механизма:

r — радиус кривошипа, равный половине хода поршней s; $l_ш$ — длина шатуна; $\lambda = r/l_ш$ — конструктивный параметр; φ — текущий угол поворота коленчатого вала; β — угол отклонения шатуна от оси кривошипов; ω — угловая частота вращения коленчатого вала; x — перемещение поршня, соответствующее углу поворота φ

большой расход топлива вследствие неравномерного хода поршня.

На рис. 2 представлено изменение перемещения x и ускорения a поршня в функции угла поворота φ за один полный поворот коленчатого вала.

Уравнение для перемещения поршня имеет вид

$$x_{\Sigma} = r[(1 - \cos\varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)], \quad (1)$$

где r — радиус кривошипа; $\lambda = (r/l)$, обычно эта величина составляет $(l/2{,}2)$—$(l/4{,}2)$ l — длина шатуна; φ — текущий угол поворота коленчатого вала.

Уравнение ускорения поршня

$$a_{\Sigma} = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi), \quad (2)$$

где ω — угловая частота вращения коленчатого вала.

На основе приведенных уравнений можно рассчитать соотношение между энергией, затраченной ДВС на полезную работу и генерацию гармонических составляющих.

Среднее квадратическое относительное значение ускорения движения поршня при выполнении полезной работы

$$a_{1\text{ср}} = \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} a^2 d\varphi} = \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} (r^2\omega^4\cos^2\varphi) d\varphi}. \quad (3)$$

После интегрирования получим

$$a_1 = 0{,}707 r\omega^2.$$

Среднее квадратическое относительное значение ускорения при вибрации

$$a_{\text{ср.кв.вибр}} = \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} (a_{\text{вибр}})^2 d\varphi} = \lambda r \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} (r^2\omega^4\cos^2 2\varphi) d\varphi}. \quad (4)$$

После интегрирования имеем

$$a_{\text{ср.кв.вибр}} = 0{,}707\lambda r\omega^2.$$

Среднее квадратическое относительное значение перемещения поршня, выполняющего полезную работу,

$$x_{\text{ср.кв}} = \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} r^2(1 - \cos\varphi)^2 d\varphi}. \quad (5)$$

После интегрирования

$$x_{\text{ср.кв}} = 1{,}225r.$$

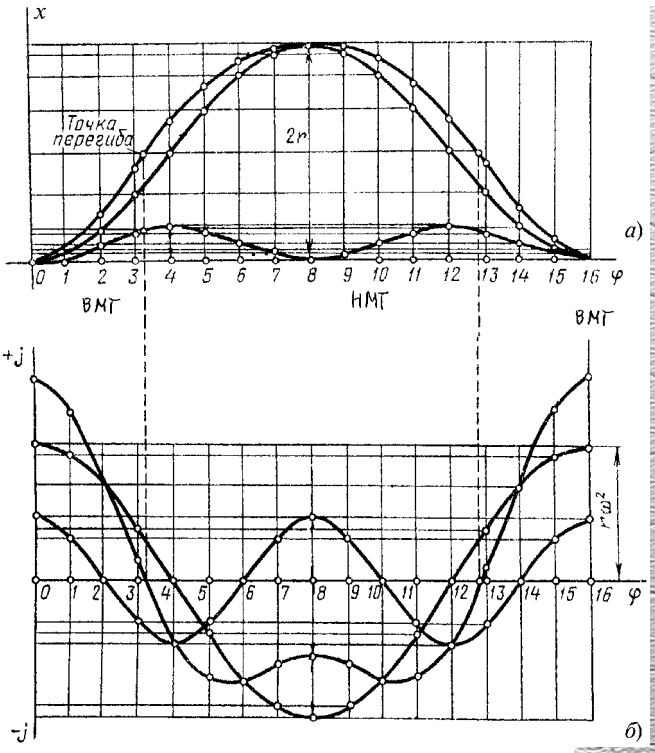


Рис. 2. Зависимость перемещения *x* (*а*) и ускорения а (*б*) поршней ДВС от угла φ поворота за один полный поворот коленчатого вала

Среднее квадратическое значение перемещения, создающее гармоники:

$$x_{\text{ср.кв.вибр}} = \lambda/4 \sqrt{1/2\pi \int_0^{2\pi} (1 - \cos\varphi)^2 2\varphi}. \quad (6)$$

После интегрирования

$$x_{\text{ср.кв.вибр}} = 0{,}3\lambda r.$$

Полезная работа $A_{1\text{ср.кв}}$, совершаемая обычным двигателем внутреннего сгорания за один оборот вала,

$$A_{1\text{ср.кв}} = 0{,}707 \cdot 1{,}225 r^2\omega^2 = 0{,}866 r^2\omega^2.$$

Работа, затраченная ДВС на вибрацию,

$$A_{\text{ср.кв.вибр}} = 0{,}3\lambda^2 0{,}707 r^2\omega^2 = 0{,}21\lambda^2 r^2\omega^2.$$

Соотношение между работой, затраченной на генерацию гармонических составляющих, и полезной работой за один оборот вала традиционного ДВС, определяется с помощью коэффициента потерь $K_{\text{п}} = A_{\text{ср.кв.вибр}}/A_{1\text{ср.кв}} = = f(\lambda)$. Двигатель, в котором отсутствуют гармонические составляющие, назовем идеальным ДВС, он будет затрачивать энергии меньше, чем традиционный (рис. 3).

Приведенный расчет неполный. Для компенсации возникающей вибрации необходимо затратить энергию, равную той, которая идет на генерацию. Тогда общие затраты

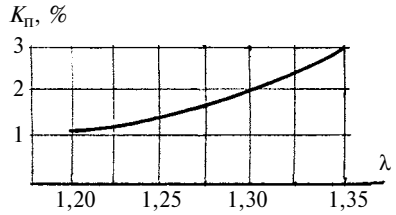


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь энергии $K_п$ (%) ДВС от $\lambda = r/l_ш$ (отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $l_ш$

энергии в двигателе по сравнению с ДВС увеличатся в 2 раза. Таким образом, идеальный двигатель будет потреблять меньше энергии на 2,5—4,6 % по сравнению с традиционным. Окончательные выводы по эффективности идеального двигателя можно сделать после получения экспериментальных данных. Однако приведенный расчет позволяет сделать вывод о том, что идеальный ДВС будет более экономичным. Кроме того, благодаря отсутствию гармонических составляющих его надежность будет значительно выше по сравнению с двигателями, применяемыми в настоящее время. Можно предположить, что именно идеальный ДВС — это образец двигателя XXI века и его разработка открывает новые перспективы в развитии двигателей внутреннего сгорания.

Идеальный двигатель отличается от традиционного механическим преобразователем возвратно-поступательного движения во вращательное. В 1936 г. известным советским конструктором М. М. Баландиным было предложено несколько конструкций ДВС, приближенных к идеальному. Их основное отличие заключалось в том, что в них отсутствовали шатуны, при этом гармонические составляющие при работе двигателя были принципиально устранены. Было даже изготовлено несколько макетных образцов. Однако этот проект не был реализован. В последующие годы попытки внедрения бесшатунных ДВС были продолжены. Было предложено ряд конструкций бесшатунных ДВС, разработанных в МАДИ, на которые в свое время были получены патенты на изобретения. В силу различных причин эти проекты не получили развития.

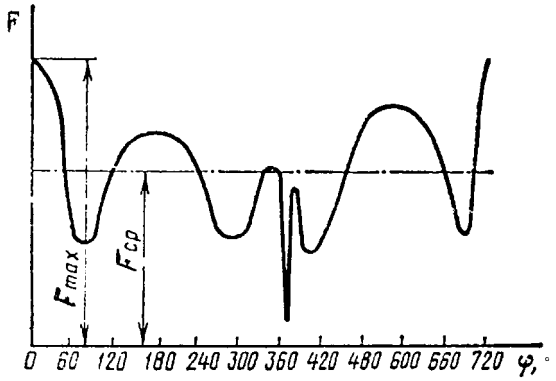


Рис. 4. Кривая изменения силы $F = f(\varphi)$, воздействующей на шатунную шейку ДВС при сгорании топлива в цилиндре в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Известные технические решения, обеспечивающие гармонические колебания поршня, не решают главной проблемы, которая заключается в том, что традиционный ДВС принципиально работает неравномерно. Процессы сгорания топлива в цилиндрах имеют взрывной характер, что может вызвать неравномерное вращение рабочего вала даже при бесшатунном исполнении ДВС. Из рис. 4 видно, что реальная кривая изменений движущей силы, образующейся при сгорании топлива, далека от синусоидальной. Следовательно, при работе ДВС, даже в бесшатунном исполнении, неизбежно появляются гармонические составляющие. Процентный состав гармоник зависит от типа ДВС, используемого топлива, числа цилиндров, их расположения и т. д. Расчет его эффективности является трудной задачей. Однако очевидно, что потери, определяемые гармоническими составляющими, превышают потери, возникающие ввиду наличия кривошипно-шатунного механизма.

В ИПУ РАН РФ разработан проект гидравлического преобразователя возвратно-поступательного движения во вращательное (ГПВДВ). Это принципиально новый тип преобразователя, действие которого аналогично электрической асинхронной машине, только в гидравлическом исполнении.

В простейшем варианте ГПВДВ состоит из четырех однокамерных объемных поршневых насосов, каждый из которых содержит цилиндры 1, 6, 8, 12 (рис. 5). В цилиндрах расположены поршни соответственно 2, 4, 9 и 11. Цилиндры с помощью шлангов 13, 14, 25 и 26 соединены с внутренней частью цилиндрического корпуса 21, имеющего отверстия 19, 23, 24 и 16. Оси отверстий корпуса 21 расположены друг относительно друга под углом $\varphi = -180^\circ (i - 1)/n$ (здесь n — число пар насосов; i — порядко-

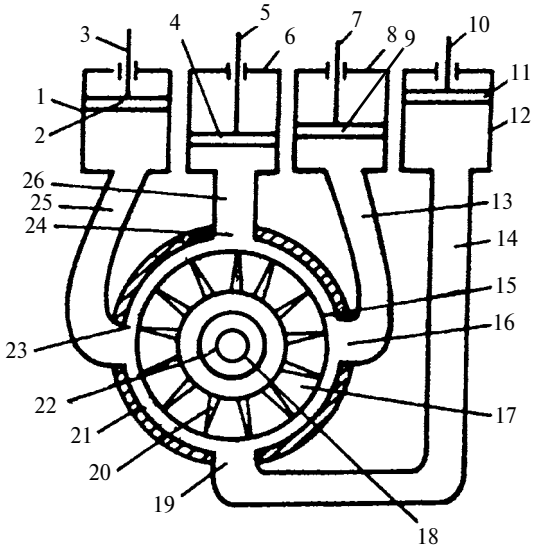


Рис. 5. Схема гидравлического преобразователя, преобразующего возвратно-поступательное движение во вращательное (ГПВДВ)

вый номер отверстия). Номер цилиндра и отверстия, связанного с цилиндром, определяется по направлению вращения ротора или текучей среды.

Внутри корпуса установлен ротор 17, содержащий вал 22, на который насажена втулка 18. Лопатки 20 радиально расходятся от оси втулки, проходя вдоль всей длины ротора. Внутренние кромки лопаток не доходят до поверхности втулки 18, поэтому между поверхностью втулки и внутренними кромками лопаток имеется зазор (на рис. 5 не обозначен). Между внешними концами лопаток и внутренней расточкой полости корпуса также имеется небольшой зазор. Число цилиндров должно составлять, по крайней мере, две пары. Корпус, шланги и часть цилиндров, связанных шлангами с корпусом, заполнены рабочей средой пониженной вязкости.

ГПВДВ работает следующим образом. Оси отверстий корпуса 21, как уже указывалось, ориентированы в пространстве под углом $\varphi = -180^\circ\ (i - 1)/n$ (здесь n — число цилиндров; i — порядковый номер цилиндра, в котором происходит сгорание топлива). При этом ход поршней должен происходить с углом сдвига по фазе, подчиняющимся той же закономерности, что и угол сдвига осей отверстий, а именно $\varphi = 180^\circ\ (i - 1)/n$ (i рассчитывается в порядке чередования 0, 1, 2, 3). В процессе движения поршней 2, 4, 9 и 11 в цилиндрах 1, 6, 8 и 12 (см. рис. 5 и 6) возникают знакопеременные гармонические колебания давлений внутри корпуса 21. Текучая среда, протекая между цилиндрами 1, 6, 8, 12 проходит через внутреннюю полость корпуса и воздействует на лопатки 20 ротора.

Мгновенные значения давления p, создаваемые в цилиндрах преобразователя, подчинены гармоническому закону (см. рис. 6), определяемому формулой $p = p_{max}\omega t - \varphi$ (здесь p_{max} — амплитудное значение давления; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота вращения результирующего вектора давления; f — частота колебаний поршней в цилиндрах). Знакопеременные давления, создаваемые поршнями в цилиндрах 1, 8, приводят к знакопеременным перемещениям текучей среды внутри корпуса 21 между отверстиями 23 и 16. От цилиндров 6 и 12 знакопеременные давления будут передаваться среде соответственно между отверстиями 19 и 24.

Рассмотрим состояние преобразователя в момент времени t_1 (см. рис. 6). Внутри корпуса 21 (см. рис. 5) вдоль его продольной оси суммарное давление будет направлено от отверстия 23 к отверстию 16. В момент времени t_2 результирующее изменение давления внутри корпуса 21 будет определяться совместным

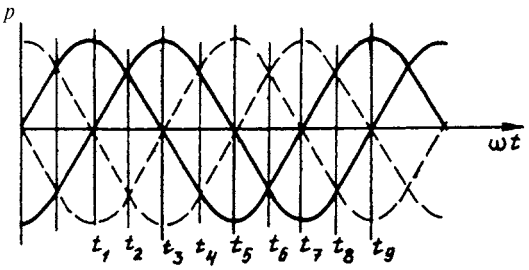


Рис. 6. Диаграмма давления *p*, создаваемого в поршнях (см. рис. 5)

действием давления насосов с цилиндрами 1, 6, 8 и 12. Это суммарное давление будет направлено по оси, проходящей между отверстиями 19 и 24, а также между отверстиями 16 и 23. Таким образом, угол поворота суммарного вектора давления внутри цилиндра будет составлять 45°. Для момента времени t_3 суммарное давление будет определяться только действием давления, производимого цилиндрами 6 и 12 и оно направлено от отверстия 24 к отверстию 19. В этом случае вектор суммарного давления повернется на 90° за время t_1 до t_3.

Если рассматривать и промежуточные моменты времени, то получим результирующую волну давлений, вращающуюся по часовой стрелке, и амплитудное значение которой равно амплитудному значению максимального давления p_{max}. Таким образом, благодаря углу сдвига векторов давлений между цилиндрами по фазе и смещению мест приложения давления во внутренней части корпуса 21 будет иметь место вращающаяся волна давления, направление которой зависит от очередности работы цилиндров, а частота вращения

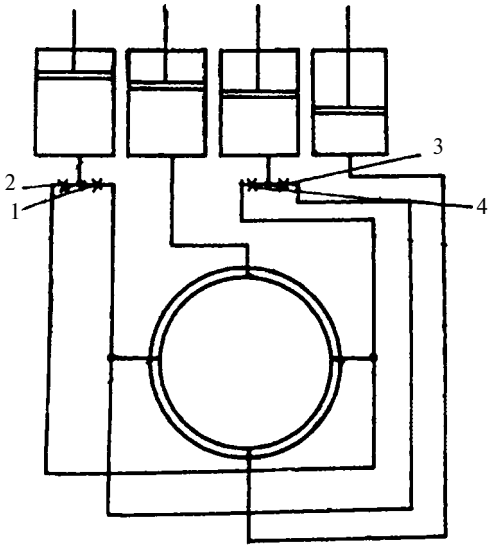


Рис. 7. Схема включения клапанов при реверсировании ротора ГПВДВ

волны определяется уравнением $\omega_1 = 2\pi f_1$ (здесь ω_1 — угловая частота вращения вала преобразователя; f_1 — частота колебаний поршней).

Аналогично будет действовать и система, например, с тремя парами цилиндров.

Для реверсирования вращения текучей среды во внутренней полости корпуса 21 необходимо изменить чередование работы поршней. Это реверсирование производится за счет изменения угла сдвига фаз мгновенных давлений, создаваемых одной из пар поршневых насосов.

Реверсирование осуществляют следующим образом. Для вращения текучей среды по часовой стрелке должны быть открыты клапаны 1 и 4 (рис. 7). Клапаны 2 и 3 закрыты. Для изменения направления вращения текучей среды необходимо открыть клапаны 2 и 3 и затем закрыть клапаны 1 и 4. Таким образом, направление вращения текучей среды будет происходить в обратную сторону без реверсирования первичного двигателя и только за счет переключения клапанов.

Таким образом, по принципу действия гидравлический преобразователь аналогичен асинхронной электрической машине. Вращение вала ротора будет происходить с некоторым скольжением. Угловая частота вращения ротора (см. рис. 5) зависит от зазора между лопатками ротора и внутренней расточкой корпуса, его диаметра, вязкости жидкости и т. д.

При этом ГПВДВ выполняет роль двойного демпфера, кардинальным образом преобразуя жесткую структуру ДВС. Жидкость, имеющаяся в передаточном механизме и цилиндрах, смягчает движение поршней, ее масса выполняет функции маховика, а вращение ротора с некоторым скольжением снижает жесткость всей системы. Кроме того, появляется дополнительная возможность регулирования частоты вращения, например, за счет изменения объема жидкости в системе. Некоторое снижение КПД ввиду наличия скольжения будет компенсироваться общим повышением эффективности двигателя благодаря исключению гармонических составляющих.

Применение гидравлического преобразователя дает возможность по-новому скомпоновать блок цилиндров, отказаться от стартера, упростить трансмиссию.

Предварительные расчеты показывают, что внедрение ГПВДВ позволит снизить общую массу и габаритные размеры силового агрегата, снизить потребление топлива на единицу установленной мощности, существенно уменьшить уровень шума и вибрацию и повысить ресурс работы ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания [Текст] / Под ред. В. И. Луканина. — М.: Высшая школа, 1985. — 311 с.
2. **Крутов, В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машиностроение, 1989. — 416 с.
3. **Пат. 1770587** Российской Федерации, МПК 5 F 01 B 1/04. Поршневая машина [Текст] / Л. Е. Круковский, А. И. Фещенко; заявитель и патентообладатель Московский автомобильно-дорожный ин-т; заявл. 14.06.89; опубл. 23.10.92. Бюл. № 39.
4. **Пат. 1828933** Российской Федерации, МПК 5 F 01 B 1/04. Поршневая машина [Текст] / Л. Е. Круковский, А. И. Фещенко; заявитель и патентообладатель Московский автомобильно-дорожный ин-т; заявл. 20.10.90, опубл. 13.10.93. Бюл. № 19.
5. **Пат. 18177448** Российской Федерации, МПК5 H 02 K 7/06, 41/025. Электромагнитный преобразователь возвратно-поступательного движения во вращательное [Текст] / Л. Е. Круковский, А. И. Фещенко; заявитель и патентообладатель Московский автомобильно-дорожный ин-т; заявл. 04.06.91; опубл. 07.05.93. Бюл. № 17.
6. **Пат. 2059851** Российской Федерации, МПК5 F 01 B 1/04. Бесшатунная поршневая машина [Текст] / В. Н. Луканин, Л. Е. Круковский, В. В. Галевко; заявитель и патентообладатель Московский автомобильно-дорожный ин-т; заявл. 14.12.95; опубл. 17.05.96. Бюл. № 13.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"
представляет

Мельник В.А. **Торцовые уплотнения валов:** справочник. – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.: ил. (Б-ка конструктора)
ISBN 978-5-217-03383-6. Цена 484 р. (с НДС)

Приведен механизм работы торцовых уплотнений, включая процессы, протекающие в уплотняющей щели, гипотезы уплотняющей и несущей способности торцовых уплотнений и известные методы их расчета. Представлены новые сведения по исследованиям и расчетам торцовых уплотнений, управлению работой торцового уплотнения. Показаны возможности расчетного проектирования торцовых уплотнений с заданными рабочими характеристиками. Приведены технические решения, которые могут успешно использоваться в конструкторской практике.

Впервые даны конструктивные исполнения газовых торцовых уплотнений. Описаны работа торцовых уплотнений, необходимое дополнительное оборудование, наиболее распространенные схемы и методы расчета уплотняющих пар.

Для специалистов, занимающихся разработкой и эксплуатацией узлов уплотнений валов; может быть полезен преподавателям и студентам втузов.

Заявки на книгу направляйте в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; 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: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

Кафедра "Двигателей внутреннего сгорания"

А. А. Капустин, Н. И. Шимченко, Д. В. Дубников; Санкт-Петербургский государственный университет экономики и сервиса

Управление газовым дизелем

Рассмотрено использование природного газа в качестве топлива для дизеля, а также возможности совершенствования управления газовым дизелем.

В последние годы исследуются возможности использования на мобильной технике альтернативных топлив, в частности, природного газа. Особенно представляет интерес перевод дизелей на газодизельный процесс с применением сжатого природного газа и постоянной добавкой (впрыском) запального заряда дизельного топлива. При годовом пробеге автомобиля 30—40 тыс. км стоимость оборудования для питания сжатым газом полностью окупается через 1,5—2 года благодаря экономии только жидкого топлива. Дополнительные затраты на переоборудование автомобиля незначительные.

Основная проблема связана с совершенствованием управления газовым дизелем, т. е. системы питания с высококачественным смесеобразованием посредством гомогенизации горючей смеси и с оптимизацией дозирования жидкого топлива и газа для получения требуемого состава смеси в каждом цикле и цилиндре. Требования к смесеобразованию вытекают из условия, что коэффициент избытка воздуха α в основном определяет состав продуктов сгорания и удельный расход топлива двигателем. При сгорании смеси при $\alpha = 1{,}4$ концентрация CO, CH и NO_x в отработавших газах минимальна. По мере дросселирования вследствие снижения температуры сгорания и увеличения доли остаточных газов состав топливной смеси будет постепенно приближаться к стехиометрическому.

Минимальный удельный расход топлива дизелей с принудительным воспламенением будет при $\alpha = 1{,}05—1{,}1$, хотя термический КПД цикла растет по мере обеднения смеси. При дросселировании значения α уменьшаются, попадая в область "богатых" смесей. Однако повышение мощности искры ведет к увеличению значений α (при факельном зажигании $\alpha = 1{,}4—1{,}6$). Следовательно, значения α, соответствующие минимальной токсичности и экономичности, сближаются.

Минимальное количество запального жидкого топлива, обеспечивающее устойчивую работу газового дизеля, определяется топливной аппаратурой и системой образования газовоздушной смеси. В большинстве конвертированных двигателей оно составляет 20—25 % номинальной подачи. Однако, если на двигателе установить отрегулированный или специальный топливный насос для впрыска только запального жидкого топлива, то устойчивую работу двигателя можно получить при подаче 3—5 % топлива и менее.

Наиболее эффективен для газовых дизелей способ смешанного регулирования, заключающийся в том, что в области высоких нагрузок мощность двигателя зависит от изменения состава горючей смеси (качественное регулирование). Если при уменьшении нагрузки коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1{,}5—1{,}8$, то дальнейшее изменение состава смеси прекращается, и мощность двигателя в области еще меньших нагрузок регулируется количеством свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя (количественное ре-

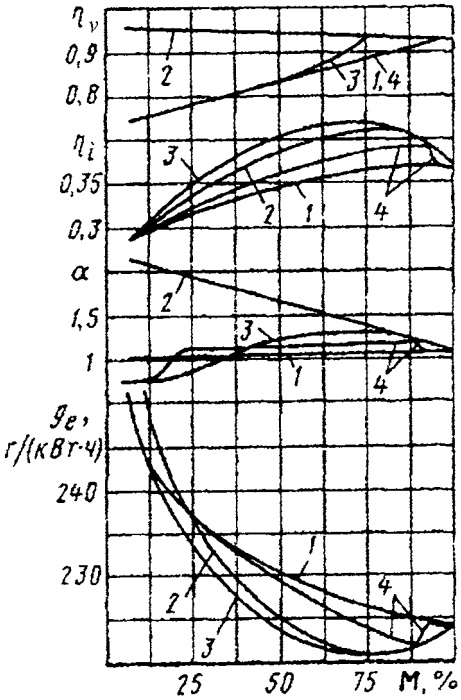


Рис. 1. Изменение коэффициента наполнения η_v, индикаторного КПД η_i, коэффициента избытка воздуха α, удельного расхода топлива g_e при различных способах регулирования:

1 — количественном; 2 — качественном; 3 — смешанном оптимальном; 4 — смешанном обогатительном

гулирование). На рис. 1 отражено изменение показателей, характеризующих работу двигателя.

При разработке системы питания газового дизеля ГДА (рис. 2) был использован режимный корректор для регулирования подачи газовоздушной смеси и запальной цикловой подачи жидкого топлива. При этом обеспечивалось автоматическое соотношение количества воздуха, газового и жидкого топлива на всех возможных режимах работы двигателя. Регулирование мощности связано с изменением коэффициента наполнения η_υ, поэтому необходимо органы управления подачей топлива поставить в зависимость от параметра, связанного с η_υ, в данном случае от разрежения $\Delta p_к$ во впускной трубе за дроссельной заслонкой, от которого η_υ зависит линейно.

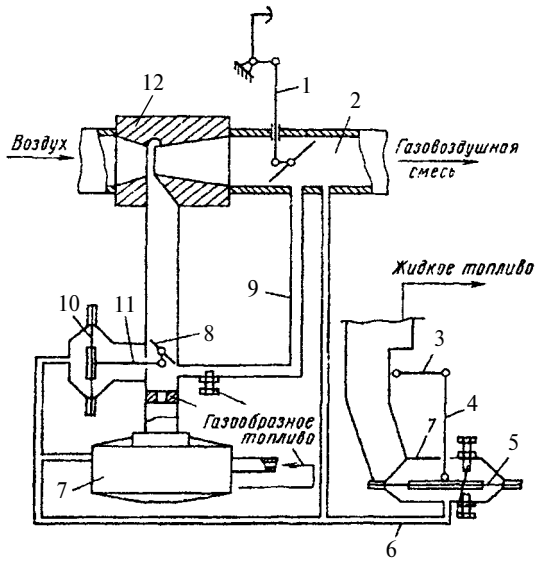


Рис. 2. Схема системы управления газовым дизелем

Для подачи газового топлива использовано газодизельное оборудование грузового автомобиля ЗИЛ. В топливный насос высокого давления (ТНВД) подача за цикл линейно связана с перемещением рейки. Если использовать разрежение за дроссельной заслонкой так, что это перемещение будет пропорционально изменению $\Delta p_к$, то и между ними возможна линейная зависимость.

Система управления газовым дизелем (см. рис. 2) работает следующим образом. При работе двигателя на холостом ходу при закрытой заслонке 1 обеспечивается поступление воздуха для устойчивой минимальной частоты вращения коленчатого вала. Разрежение в коллекторе 2, передаваемое по магистрали 6, воздействует на диафрагму 5, и шток 4 удерживает рычаг 3 в положении (установленным винтом) минимальной подачи топлива. Одновременно разрежение, воздействуя на диафрагму 10 и шток 11, закрывает заслонку 8 и прекращается поступление газообразного топлива в смеситель 12. Редуктор 7 продолжает подавать газообразное топливо, которое по магистрали 9 поступает в коллектор 2.

Предлагаемое устройство регулирует одновременную подачу жидкого и газообразного топлива и уменьшает расход жидкого топлива при работе двигателя по газодизельному циклу.

Во время испытаний газового дизеля были определены изменение температуры отработавших газов при работе с различными соотношениями подачи газообразного и дизельного топлива для оценки теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и экономия дизельного топлива при работе на природном газе (табл. 1). Выявлен основной недостаток — неравномерность распределения газовоздушной смеси по цилиндрам. Для его устранения во внутренней полости впускного коллектора была размещена труба, внутренний диаметр которой соответствовал

1. Показатели работы двигателя (дизель/газовый дизель)

$M_{кр}$, Н • м	Расход топлива, кг/ч	Расход дизельного топлива, %
Частота вращения 2100 мин$^{-1}$		
100	9,5/1,3	100/15
300	16,01/0,2	100/7,6
500	23,5/1,3	100/5,6
700	28,8/1,2	100/4,2

2. Показатели системы (распределительная труба отсутствует/присутствует)

$M_{кр}$, Н • м	Температура в цилиндрах, °С						Расход топлива, кг/ч
	$t_{1ц}$	$t_{2ц}$	$t_{3ц}$	$t_{4ц}$	$t_{5ц}$	$t_{6ц}$	
100	790/400	330/400	300/380	320/390	300/380	290/380	1,38/1,38
300	490/490	460/480	420/480	400/470	400/470	290/470	1,41/1,41
500	510/510	460/510	460/510	410/500	410/500	400/500	1,40/1,40
700	530/530	480/530	460/520	450/510	440/510	430/510	1,40/1,40

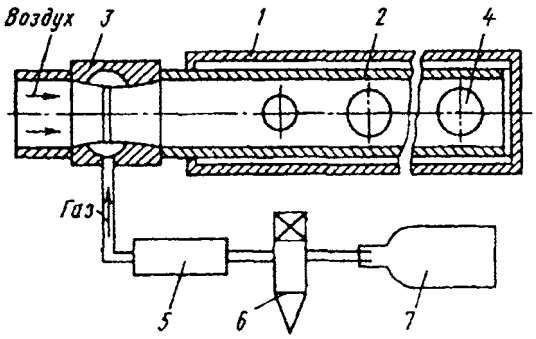


Рис. 3. Система подачи газа для газового и газожидкостного дизелей:

1 — впускной коллектор; 2 — труба; 3 — газовоздушный смеситель с диффузором; 4 — распределительные окна; 5 — редуктор низкого давления; 6 — редуктор высокого давления; 7 — источник газа

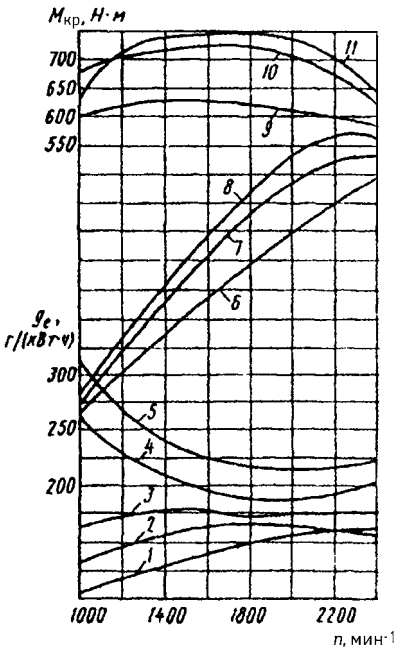


Рис. 4. Внешняя скоростная характеристика газового дизеля КАМАЗ-7409:

1—3 — запальная зона жидкого топлива; 4, 5 — удельный расход топлива; 6—8 — мощность; 9—11 — крутящий момент (n — частота вращения); 2, 6, 9 и 4, 8, 11 — с системой качественного регулирования при расходе топлива соответственно 0,7 и 5,5 кг/ч

диаметру диффузора. В трубе выполнены сквозные распределительные окна, размещенные напротив каналов цилиндров (рис. 3). Показатели усовершенствованной системы приведены в табл. 2.

При использовании газового дизеля с установленной трубой-распределителем значительных изменений температуры отработавших газов по сравнению с дизелем не наблюдалось. Это позволяет сделать вывод о том, что тепловые нагрузки ЦПГ одинаковы. При ручном управлении на стенде достигнута минимальная подача дизельного топлива (4 %). Оптимальную запальную дозу определяли из условий минимального расхода жидкого топлива и снижения токсичности отработавших газов. При уменьшении расхода жидкого топлива менее 2,5 кг/ч появлялись пропуски цикловых подач по отдельным цилиндрам. В результате регулировок (табл. 3) при расходе топлива 1,5 кг/ч распылителями с одним соплом цикловые подачи имели разброс не более 0,7 см^3 на 1000 циклов при максимальной частоте вращения.

Существенное влияние запальная доза топлива оказывает на температуру носка распылителя форсунки t_a. При работе с высокими нагрузками на смеси дизельного топлива и природного газа изменение запальной дозы в исследуемом диапазоне приводит к перепаду t_a на 80—100 °С.

Для ее снижения при цикловой подаче 1,5 кг/ч перед установкой форсунки в посадочные места вкладывали втулки, что позволяло ввести распылитель внутрь канала. Для оценки влияния способа регулирования газовоздушной смеси на расход жидкого топлива были проведены сравнительные испытания систем питания газовых дизелей ГДА и НАМИ-КАМАЗ (качественное регулирование) на двигателе КАМАЗ-7409.

На рис. 4 показаны скоростные характеристики газового дизеля КАМАЗ-7409 при работе на дизельном топливе и газодизельном режиме.

На рис. 5 показано изменение показателей токсичности газового дизеля (мощность 58 кВт

3. Цикловые подачи жидкого топлива по цилиндрам двигателя

Показатель	1	2	3	4	5	6	7	8	Примечание
Давление начала впрыска, МПа	18,7	18,5	18,5	18,8	18,5	18,5	18,5	18,6	Распылители с четырьмя соплами
Подача на 1000 циклов при частоте вращения 1250 мин$^{-1}$:									
полная, см^3	74	80	76	82	74	81	78	81	
3,3 кг/ч	5,8	5,6	6,1	5,6	5,6	6,2	5,9	6,1	
1,5 кг/ч	3,1	2,6	1,9	—	2,3	3,8	—	2,7	
1,5 кг/ч	3,3	3,1	3,5	2,9	2,8	3,5	2,5	3,4	Распылители с одним соплом 0,54 мм

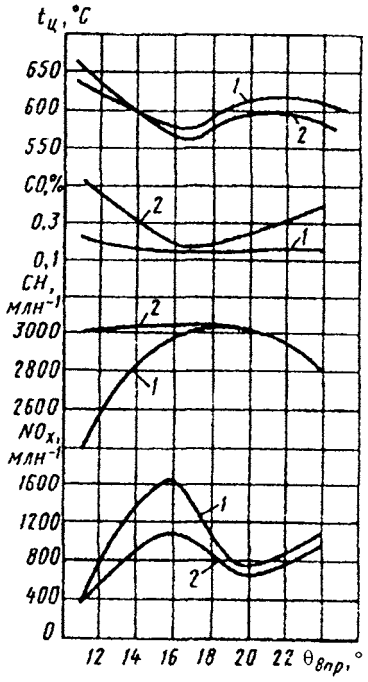


Рис. 5. Зависимость показателей токсичности и температуры отработавших газов газового дизеля КАМАЗ-7409 от угла опережения впрыска жидкого топлива при запальной дозе топлива:

1 и 2 — соответственно 3 и 6 кг/ч

и частота вращения 2500 мин$^{-1}$) и температуры отработавших газов.

Наилучшие показатели CO и CH получены при $\theta_{впр} = 16°$, но при этом возрастает содержание NO_x. Однако это говорит о совершенстве процесса сгорания, причем при запальном расходе топлива 3 кг/ч $\theta_{впр}$ более эффективен, чем при 6 кг/ч.

Полученные результаты позволяют положительно оценить целесообразность применения природного газа в качестве топлива. Однако при конвертации дизеля в газовый дизель остаются еще значительные резервы по улучшению их экономических и экологических показателей. При стендовых испытаниях газового дизеля со смешанным регулированием расход дизельного топлива снижен на 95 % по сравнению с дизелем, что в 4—5 раз лучше, чем у газового дизеля с качественным регулированием. Использование смешанного регулирования позволило уменьшить выбросы CH в 1,5 раза, CO на 20 %. Дымность отработавших газов газового дизеля с модернизированной системой питания по сравнению с базовым вариантом снижается в 3 раза. Экономия дизельного топлива с системой смешанного регулирования в газодизельном режиме по сравнению с дизельным достигает 90 %.

"КАМАЗ" — настоящий ЗУБР!

"КАМАЗ" стал Лауреатом Премии за личный вклад в развитие отрасли и за лучшие организационные достижения в ходе Пятой церемония чествования лауреатов Национальной отраслевой Премии ЗУБР-2008 "За укрепление безопасности России", которая состоялась 10 апреля 2008 г. в Москве.

Несколько раньше состоялись заседания экспертных советов по категориям "Антикриминал-Антитеррор", "Пожарная безопасность" и "Информационная безопасность". В заседании участвовали 30 экспертов, которыми за 14,5 ч были рассмотрены 26 заявок. При распределении наград были учтены результаты голосования 28 региональных экспертов и 1213 участников рынка.

На церемонии награждения присутствовали члены Экспертного Совета, жюри и Совета Премии (в том числе представители МВД, МЧС, ОАО "ГАЗПРОМ", ОАО "ЛУКойл", ОАО "РЖД", Транснефть и т. д.) и почетные гости церемонии — руководители ведущих компаний отрасли безопасности, представители федеральных органов исполнительной власти, Федерального собрания, руководители и сотрудники служб безопасности крупнейших организаций.

Деятельность ОАО "КАМАЗ" была высоко оценена как Экспертным Советом, так и жюри. Стабильное развитие "КАМАЗа" второй раз подряд принесло ему присуждение премии "ЗУБР", подтвердив его статус одного из лидеров отечественной промышленности.

(По материалам отдела по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Техническое обслуживание и ремонт сцепления автомобилей

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук

(Продолжение, начало см. "Грузовик &". 2008. № 4)

Рассмотрены основные повреждения сцепления и дефекты деталей, а также операции технического обслуживания и ремонта сцеплений автомобилей различных моделей.

Ремонт сцепления. Ремонт сцепления заключается в замене сцепления в сборе на новое или отремонтированное, устранении повреждений главного или рабочего цилиндра, замене или ремоне элементов привода.

При замене или ремонте сцепления производят снятие его с автомобиля, ремонт и последующую установку. Для снятия сцепления автомобиль устанавливают на "канаву" или подъемник и снимают коробку передач.

Разборка сцепления определяется его конструктивными особенностями.

Для снятия сцепления с *диафрагменной пружиной* (рис. 5, *а*) необходимо выполнить следующее: отвернуть десять болтов крепления и снять картер 4 сцепления; зафиксировать маховик 13 с помощью отвертки, отвернуть равномерно по диагонали шесть болтов 12 крепления нажимного диска 11 к маховику 13 и снять нажимной 11 и ведомый 15 диски, придерживая при этом ведомый диск; отвернуть четыре болта крепления усилителя 16 картера сцепления к блоку двигателя, приподняв заднюю часть двигателя, снять усилитель картера сцепления.

При снятии сцепления с *периферийным расположением пружин* (рис. 5, *б*) необходимо:

отвернуть четыре болта крепления и снять нижнюю часть 25 картера сцепления;

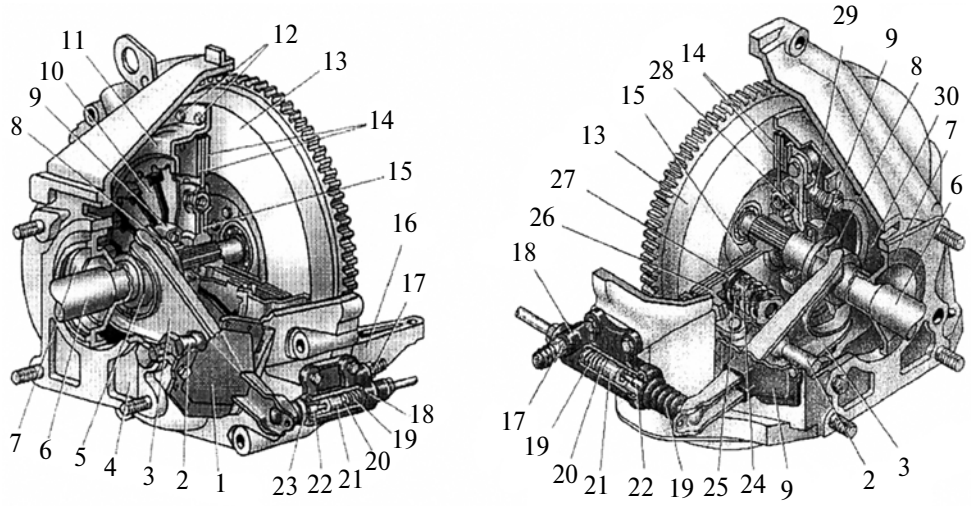


Рис. 5. Сцепление автомобиля ГАЗ-3110:

а — с диафрагменной пружиной; б — с периферийным расположением пружин; 1 — грязезащитный чехол; 2 — шаровой палец; 3 — вилка выключения сцепления; 4 — картер сцепления; 5 — поролоновое кольцо; 6 — первичный вал; 7 — крышка переднего подшипника первичного вала с направляющей втулкой; 8 — муфта выключения сцепления; 9 — подшипник выключения сцепления; 10 — диафрагменная пружина; 11 — нажимной диск; 12 — болт крепления кожуха нажимного диска к маховику; 13 — маховик; 14 — фрикционная накладка; 15 — ведомый диск; 16 — усилитель картера; 17 — клапан; 18 — рабочий цилиндр; 19 — пружина; 20 — манжета; 21 — поршень; 22 — толкатель; 23 — защитный чехол; 24 — внутренняя нажимная пружина; 25 — наружная нажимная пружина; 26 — нажимной диск; 27 — теплоизоляционная шайба; 28 — отжимной рычаг; 29 — опорная вилка; 30 — кожух сцепления

произвести маркировку маховика 13 и кожуха 30 нажимного диска, если на них отсутствуют метки; при вращении коленчатого вала двигателя равномерно по диагонали отвернуть шесть болтов крепления кожуха 30 сцепления к маховику 13 через нижнее отверстие в картере 25 сцепления;

вынуть кожух 30 с нажимным диском 11 в сборе и ведомый диск 15 (при этом придерживать ведомый диск, так как он может выпасть) через нижнее отверстие в картере сцепления.

Для разборки нажимного диска следует выполнить следующее: замаркировать взаимное расположение кожуха 30 сцепления, ведомого диска 15 и оттяжных рычагов;

установить нажимной диск 11 с кожухом в сборе на снятый или запасный маховик, предварительно подложив под рабочую часть нажимного диска 11 металлические прокладки толщиной 8 мм, и привернуть шестью болтами с резьбовой частью длиной не менее 45 мм к маховику;

постепенно и равномерно завернуть болты, притягивая кожух к маховику. После того, как отжимные рычаги будут разгружены, расконтрить регулировочные гайки и отвернуть их;

постепенно и равномерно отвернуть шесть стяжных болтов, тем самым снимая усилие в пружинах, и снять кожух сцепления и пружины с теплоизоляционными шайбами 27 (9 комплектов);

расшплинтовать, вынуть пальцы с игольчатыми подшипниками и снять отжимные рычаги 28 и вилки 29.

Ведомый диск (рис. 6, *в*) при ремонте полностью разбирают. Ведомый диск может иметь следующие характерные дефекты: обломы и трещины на деталях, износ фрикционных накладок 5, отверстия под ступицу 1 и впадин шлицев ступицы по ширине, заклепок 2 диска 4 и гасителя крутильных колебаний. Трещины на деталях ведомого диска не допускаются. Если головки заклепок утоплены менее чем на 0,2 мм, поверхность фрикционных накладок замаслена или ослаблены заклепочные соединения, то диск или фрикционные накладки следует заменить. Необходимо проверить надежность фиксации демпферных пружин 6 в гнездах ступицы 1 ведомого диска (если пружины сломаны, то диск заменяют). Фрикционная накладка 5, расположенная под нажимной пружиной 6, не должна подвергаться изнашиванию от перегрева или механических повреждений. Биение ведомого диска не должно быть более 0,7 мм.

Приклепанные фрикционные накладки при необходимости разъединяют, высверливая заклепки или срезая накладки на стенке. Приклеенные накладки удаляют после нагрева диска в печи до температуры 300—350 °С. Любые детали диска при наличии обломов и трещин не подлежат использованию. Ступицы с изношенными шлицами следует заменить новыми. Изношенное отверстие в диске под ступицу наплавляют и растачивают до размера по рабочему чертежу. Затем проверяют форму диска и при необходимости производят его правку.

После восстановления или замены отдельных деталей ведомый диск собирают, приклепывают или приклеивают к нему фрикционные накладки. Предварительно рабочие поверхности дисков зачищают.

Фрикционные накладки диска сцепления приклепывают, используя специальное приспособление (рис. 7). Для приклепывания в отверстия опорной плиты 1 вставляют необходимое число заклепок и ставят диск сцепления через резиновую прокладку на опорную плиту приспособления, сцентрировав их по установочным шпилькам 4. На диск накладывают фрикционную накладку. Совместив отверстия в верхней плите с направляющими стержнями, прижимным корпусом 2 осуществляют одновременное расклепывание всех заклепок. Аналогичным образом приклепывают вторую фрикционную накладку диска сцепления. При приклепывании накладок головки закле-

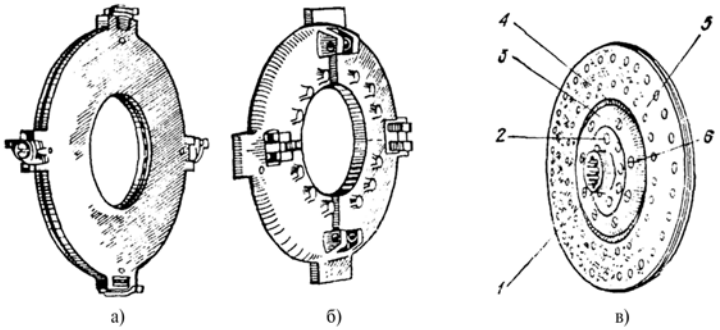


Рис. 6. Диски сцепления автомобилей КАМАЗ:

а — средний ведущий диск; б — нажимной диск; в — ведомый диск с демпфером в сборе; 1 — ступица; 2 — заклепка; 3 — обойма демпфера; 4 — ведомый диск; 5 — фрикционная накладка; 6 — пружина демпфера

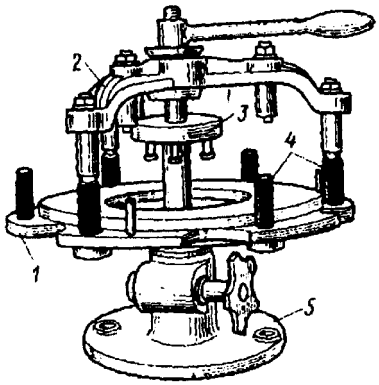


Рис. 7. Приспособление для сборки ведомого диска сцепления:

1 — опорная плита; 2 — прижимный корпус; 3 — контрольное кольцо; 4 — установочные шпильки; 5 — основание

пок должны быть утоплены относительно поверхностей трения фрикционных накладок не менее чем на 1,5 мм. После приклепывания фрикционных накладок проверяют коробление диска и его биение с помощью индикаторного приспособления. Радиальное биение наружной окружности диска не должно превышать 1 мм.

Перед приклеиванием фрикционных накладок склеиваемые поверхности очищают и обезжиривают растворителем. Клей СВ-10Т наносят в три слоя. Первые два слоя выдерживают при комнатной температуре в течение 15 мин, а третий — в течение 5 мин. Склеиваемые детали сжимают в приспособлении и нагревают в сушильном шкафу до температуры 180 °С со скоростью увеличения температуры 2—3 °С/мин, выдерживают при температуре конца нагрева в течение 1,5 ч и охлаждают до комнатной температуры. Затем очищают наплывы клея и проверяют под прессом качество склеивания на сдвиг.

После сборки диски балансируют. Неуравновешенность устраняют креплением на диск не более трех грузиков, которые должны быть неподвижны после фиксации.

Картер сцепления и блок цилиндров при ремонте маркируют, чтобы предотвратить разукомплектование и обеспечить соосность коленчатого вала двигателя и ведущего вала коробки передач. Если эти детали не имеют маркировки, то после сборки центрирующее отверстие картера сцепления растачивают в приспособлении.

Основными дефектами картеров сцепления являются трещины, сколы, срыв или износ резьбы, износ отверстия 1 (рис. 8) во втулках под вилки выключения сцепления и отверстия 2 под крышку подшипника, а также опорных плоскостей лап крепления к раме. Картеры бракуют, если трещины захватывают более половины периметра или проходят более чем через одно отверстие под болты крепления. Трещины на картере сцепления сваривают. Сколы, захватывающие отверстие, наплавляют или приваривают отколотую часть детали. При срыве резьбы до двух ниток ее восстанавливают прогонкой метчиком. Если резьба имеет срыв более двух ниток или изношена, то ее восстанавливают путем нарезания резьбы увеличенного ремонтного размера, постановкой ввертыша или сваркой с последующим нарезанием резьбы номинального размера.

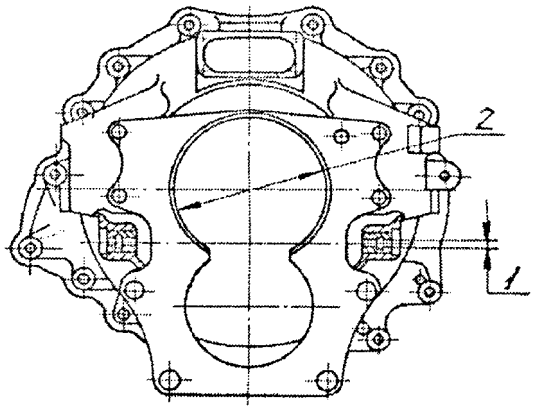


Рис. 8. Основные дефекты картера сцепления:

1 и 2 — износ отверстия соответственно во втулках и под крышку подшипника

Изношенные отверстия под направляющий штифт крепления стартера, крепления двигателя к раме восстанавливают установкой дополнительной детали — втулки. После запрессовки отверстие втулок обрабатывают под номинальный размер.

Изношенные опорные плоскости лап крепления картера сцепления к раме обрабатывают на фрезерном станке до устранения следов изнашивания. При значительном изнашивании осуществляют приварку шайб. Перед приваркой поверхность лапы фрезеруют, а отверстия зенкуют для установки шайб. Затем шайбы приваривают к картеру сцепления сплошным швом электродуговой сваркой. Завершают обработку зенковкой торцов лап заподлицо с основным металлом.

Сборке сцепления предшествует комплектация деталей по размерам, и она определяется его конструктивными особенностями.

Перед сборкой *сцепления с диафрагменной пружиной* (см. рис. 5, *а*) осматривают рабочие поверхности трения маховика и нажимного диска, обратив внимание на отсутствие глубоких рисок, задиров, забоин, явных следов изнашивания и перегрева. При наличии указанных дефектов узлы заменяют.

Внешним осмотром оценивают состояние опорных колец и диафрагменной пружины нажимного диска. Опорные кольца не должны иметь трещин и следов изнашивания. Трещины на диафрагменной пружине не допускаются. Места контакта лепестков пружины с подшипником выключения сцепления должны находиться в одной плоскости и не иметь явных следов изнашивания.

В табл. 2 приведены номинальные и предельно допустимые размеры, посадка со-

2. Номинальные и предельно допустимые размеры, посадка сопрягаемых деталей сцепления с диафрагменной пружиной

Деталь	Номинальный диаметр, мм	Сопрягаемые детали	Номинальный диаметр, мм	Зазор, мм		Натяг, мм	
				min	max	min	max
Подшипник выключения сцепления	$50_{-0,012}$	Муфта подшипника выключения сцепления	$50^{+0,027}_{+0,009}$	—	—	0,009	0,039
Направляющая втулка	$38^{-0,050}_{-0,085}$		$38^{+0,027}$	0,050	0,112	—	—
Первичный вал коробки передач	$4^{+0,017}_{-0,017}$ ширина шлица	Ведомый диск	$4^{+0,040}_{+0,017}$ ширина шлица	0,034	0,080	—	—
Рабочий цилиндр	$25^{+0,023}$	Поршень	$25^{0,020}_{0,040}$	0,020	0,063	—	—
Главный цилиндр	$22^{+0,033}$		$22^{0,040}_{0,070}$	0,040	0,100	—	—

прягаемых деталей сцепления с диафрагменной пружиной.

Проверку расположения концов лепестков пружины и их регулировку проводят на специальном приспособлении (рис. 9, *а*) или на снятом маховике. Для проверки монтируют нажимной диск 4 на снятый маховик 1, предварительно подложив под рабочую поверхность нажимного диска три шайбы 2 толщиной 8 мм, расположив их друг относительно друга под углом 120 °. Измеряют расстояние от торца маховика до конца лепестка 3, которое должно быть равно 42,5 ± 2 мм. Аналогично проверяют этот размер на других лепестках. Допускается выступание (утопание) лепестков пружины друг относительно друга не более чем на 0,25 мм. В ином случае концы лепестков, не лежащие в плоскости, подгибают.

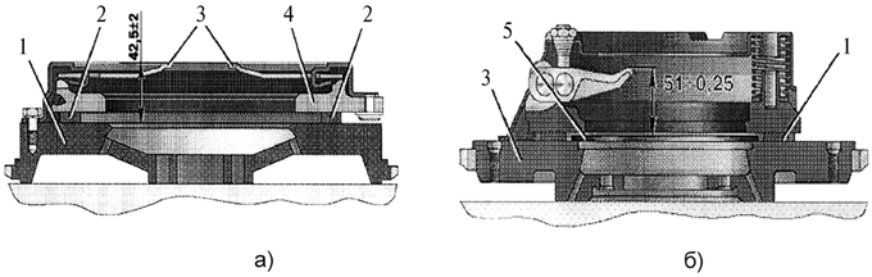


Рис. 9. Приспособление для сборки сцепления автомобиля ГАЗ-3110:

а — с диафрагменной пружиной; б — с периферийным расположением пружин

После проверки положения лепестков проверяют перемещение рабочей части нажимного диска. Для проверки прикладывают усилие ко всем лепесткам 3 так, чтобы они переместились от первоначального положения на глубину 8,5 мм, при этом зазор между нажимным диском 4 и шайбами 2 должен составить не менее 1,3 мм. Убирают шайбы, для этого увеличивают усилие на концы лепестков так, чтобы они переместились приблизительно на 10 мм.

Перед *сборкой сцепления с периферийным расположением пружин* (см. рис. 5, *б*) осматривают рабочие поверхности трения маховика и нажимного диска: не должно быть глубоких рисок, задиров, забоин, явных следов изнашивания и перегрева. При наличии указанных дефектов узлы заменяют.

Состояние нажимного диска оценивают внешним осмотром. Места контакта отжимных рычагов с подшипником выключения сцепления должны находиться в одной плоскости и не иметь следов изнашивания. Проверку расположения концов отжимных рычагов и их регулировку проводят на специальном приспособлении или на снятом маховике.

Состояние отжимных рычагов, опорных вилок, пружин, кожуха и вилки выключения сцепления определяют по наличию поломок, погнутостей, трещин, износа и следов перегрева.

Нажимные пружины проверяют по усилию. Пружины, поставляемые для запасных частей, по упругости разделяют на две группы А и Б. Группа А маркируется серой краской, Б — черной. При сжатии пружины до 39 мм усилие на внутреннюю пружину должно быть 262—280 Н для группы А и 280—294 Н для группы Б, а наружную пружину 410—430 Н для группы А и 390—410 Н для группы Б. Если при проверке часть пружин не соответствует предъявляемым требованиям, то необходимо заменить комплект пружин или нажимной диск с кожухом в сборе. Устанавливаемые пружины должны быть одной группы.

В табл. 3 приведены номинальные и предельно допустимые размеры, посадка сопрягаемых деталей сцепления с периферийным расположением пружин.

Сборку нажимного диска проводят в порядке, обратном разборке, в соответствии со сделанными мет-

3. Номинальные и предельно допустимые размеры, посадка сопрягаемых деталей сцепления с периферийным расположением пружин

Деталь	Номинальный диаметр, мм	Сопрягаемые детали	Номинальный диаметр, мм	Зазор, мм		Натяг, мм	
				min	max	min	max
Подшипник включения сцепления	$50_{-0,012}$	Муфта подшипника выключения сцепления	$50^{+0,027}_{+0,009}$	—	—	0,009	0,039
Направляющая втулка	$38^{-0,050}_{-0,085}$		$38^{+0,027}$	0,050	0,112	—	—
Первичный вал коробки передач	$4^{+0,017}_{-0,017}$ ширина шлица	Ведомый диск	$4^{+0,040}_{-0,017}$ ширина шлица	0,034	0,080	—	—
Нажимной диск	$8^{+0,16}_{+0,12}$	Палец	$8^{+0,12}_{+0,07}$	0,000	0,090	—	—
Оттяжной рычаг нажимного диска	$11,3^{+0,050}_{+0,025}$	Палец с игольчатыми подшипниками	$8^{+0,120}_{+0,070}$	0,005 суммарный	0,100 суммарный	—	—
Опорная вилка	$10,5^{+0,180}$ ширина паза	Рычаг оттяжной нажимного диска	$9,5_{-0,058}$	1,000	1,230	—	—
Рабочий цилиндр	$25^{+0,023}$	Поршень	$25^{0,020}_{0,040}$	0,020	0,063	—	—
Главный цилиндр	$22^{+0,033}$		$22^{0,040}_{0,070}$	0,040	0,100	—	—

ками. Во избежание выпадения игл подшипников используют пруток диаметром 8 мм с последующей заменой на палец.

После сборки регулируют положение отжимных рычагов, для чего выполняют следующее:

устанавливают нажимной диск на снятый маховик и приворачивают его болтами, предварительно подложив под рабочую поверхность нажимного диска три шайбы 2 (рис. 9, *б*) толщиной 8 мм, расположив их друг относительно друга под углом 120 °, устанавливают ровную пластину 5, предварительно измерив ее толщину, на торец маховика 1;

регулировочными сферическими гайками добиваются, чтобы расстояние от торца маховика до контактной лапки каждого рычага было 51 ± 0,25 мм. Это расстояние определяют суммированием фактически измеренного размера и толщины пластины 5; кернят регулировочные сферические гайки.

Устанавливают сцепление с *диафрагменной пружиной* (см. рис. 5, *а*) на автомобиль в следующем порядке:

смазывают передний подшипник первичного вала, находящийся в маховике, смазкой Литол-24;

проверяют легкость перемещения в осевом направлении ведомого диска 15 сцепления по шлицам первичного вала 6 (при затрудненном перемещении удаляют заусенцы со шлицев);

вставляют оправку, изготовленную в соответствии с указанными размерами (рис. 10), в передний подшипник первичного вала 6 (см. рис. 5, а), находящийся в маховике;

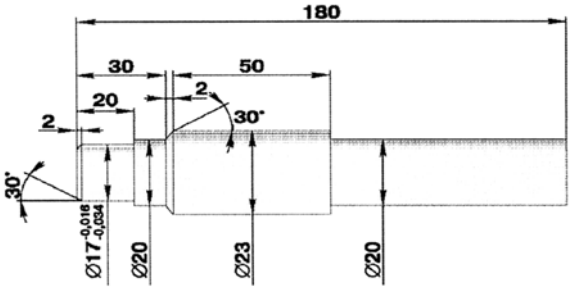


Рис. 10. Оправка для установки ведомого диска сцепления

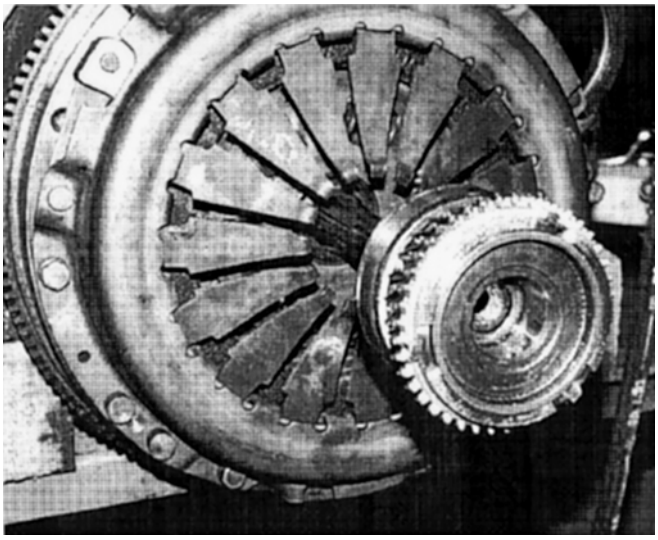


Рис. 11. Центрирование нажимного диска относительно маховика с использованием запасного первичного вала

устанавливают на оправку ведомый диск 15 сцепления (см. рис. 5, *а*) так, чтобы выступающая часть ступицы ведомого диска была обращена в сторону нажимного диска 11;

устанавливают нажимной диск 11 и заворачивают без натяга шесть болтов 12 его крепления (при отсутствии центрирующей оправки можно использовать запасной первичный вал). В этом случае надевают на первичный вал нажимной и ведомый диски;

вставляют первичный вал в передний подшипник, находящийся в маховике (рис. 11), и заворачивают без натяга шесть болтов крепления нажимного диска;

проводят окончательную затяжку шести болтов 12 (см. рис. 5, а) крепления нажимного диска 11 равномерно по диагонали (момент 20—25 Н · м);

проверяют затяжку гайки крепления шарового пальца 2 на картере 4 сцепления;

смазывают шаровую поверхность пальца 2 смазкой Литол-24;

устанавливают усилитель 16 картера 4 сцепления (если он снимался) и затягивают четыре болта крепления усилителя 16 к блоку цилиндров (момент 29—36 Н · м);

устанавливают картер 4 на блок цилиндров и затягивают болты его крепления: пять болтов М10-6 × 85 и болт М10-6 × 110 (момент 42—51 Н · м), два болта крепления к усилителю М10-6 × 95 (момент 29—36 Н · м), два болта крепления стартера и рыма М10-6 × 110 (момент 67—75 Н · м).

Устанавливают сцепление с периферийным расположением пружин (см. рис. 5, *б*) на автомобиль в порядке, обратном снятию. Болты крепления кожуха 30 сцепления к маховику 13 затягивают равномерно моментом 20—25 Н · м, предварительно отцентрировав ведомый диск с помощью оправки (см. рис. 10) или запасного первичного вала (см. рис. 11).

Устанавливают на автомобиль ранее снятые детали, механизмы, узлы и агрегаты в порядке, обратном снятию. После установки сцепления на автомобиль проверяют его работу в выключенном и включенном положениях.

При замене или ремонте главного цилиндра производят снятие его с автомобиля, ремонт и установку.

Для снятия главного цилиндра привода сцепления (см. рис. 2)* выполняют следующее:

снимают крышку бачка главного цилиндра сцепления и вынимают сетку, снимают защитный колпачок, открывают клапан 17 (см. рис. 5, *б*) на рабочем цилиндре 18 сцепления и сливают жидкость из системы в емкость;

отворачивают гайку крепления и отсоединяют трубку 24 (см. рис. 2) от главного цилиндра 18; отсоединяют в салоне толкатель 5 от педали 1 сцепления, отвернув гайку 4 и вынув ось 2 толкателя 5 с двумя пластмассовыми втулками; отворачивают две гайки крепления цилиндра к кронштейну 22 щиту передка и снимают главный цилиндр 18.

Для разборки цилиндра (см. рис. 2) выполняют следующее:

поддев отверткой защитный колпак 20, сдвигают его с корпуса цилиндра и выворачивают в обратную сторону;

установив цилиндр в тиски, снимают стопорное кольцо 6, придерживая толкатель 5, и вытаскивают толкатель из цилиндра;

вынимают поршень 8 с манжетой 7 и клапан 9 поршня 8, внутреннюю манжету 10 и пружину 11.

При ремонте главного цилиндра штуцер 15 отворачивать не следует, если не нарушена его герметичность. При необходимости снятия бачка 17 отворачивают штуцер 16 бачка и снимают бачок вместе с прокладкой.

Перед сборкой цилиндра все детали промывают тормозной жидкостью, сушат и комплектуют по размерам (см. табл. 2).

Зеркало цилиндра не должно иметь рисок, раковин и очагов коррозии. При наличии данных дефектов цилиндр заменяют. На резьбовых частях цилиндра не должно быть механических повреждений.

Манжеты цилиндра должны быть упругими и эластичными. Рваные, разбухшие и затвердевшие манжеты, а также имеющие на рабочих поверхностях риски заменяют.

Конец толкателя и сопрягаемая поверхность поршня, а также поверхности поршня, контактирующие с зеркалом цилиндра, не должны иметь одностороннего изнашивания. В ином случае толкатель и поршень заменяют. Клапан поршня не должен иметь

* Рисунки 1—4 см. в журн. "Грузовик &", 2008 г., № 4.

деформации и должен плотно прилегать к торцу поршня.

Защитный колпак цилиндра, не имеющий трещин и сквозных отверстий, устанавливают на толкатель и корпус цилиндра с натягом. Колпак с трещинами и сквозными отверстиями заменяют.

Сломанную или потерявшую упругие свойства пружину также заменяют.

Резьба наконечников трубки и шланга не должна иметь механических повреждений, штуцер наконечников — трещин и деформации.

Сборку цилиндра проводят в порядке, обратном разборке. Перед сборкой детали цилиндра смазывают свежей тормозной жидкостью. Манжету устанавливают на поршень рабочей кромкой внутрь цилиндра.

Главный цилиндр устанавливают на автомобиль в порядке, обратном снятию. После установки необходимо прокачать систему привода выключения сцепления.

При замене или ремонте рабочего цилиндра производят снятие его с автомобиля, ремонт и последующую установку.

Для снятия рабочего цилиндра привода сцепления (см. рис. 5, *б*) необходимо выполнить следующее:

снять защитный колпачок, открыть клапан 17 на рабочем цилиндре 18 и слить жидкость из системы в емкость;

отсоединить наконечник шланга от тормозной трубки, отвернуть гайку крепления;

отвернуть болт крепления и отсоединить кронштейн от кузова;

отвернув два болта крепления рабочего цилиндра к картеру сцепления, снять рабочий цилиндр;

удалить толкатель 22 из рабочего цилиндра 18.

Для разборки цилиндра необходимо закрепить цилиндр в тисках; сдвинуть защитный чехол 23 корпуса цилиндра, подцепив его отверткой, снять его вместе с поролоновой прокладкой; снять стопорное кольцо, придерживая поршень в цилиндре; удалить поршень с манжетой и пружину; вывернуть клапан прокачки.

Перед сборкой цилиндра все детали промывают тормозной жидкостью, сушат и комплектуют по размерам (см. табл. 2). Дефектацию деталей рабочего цилиндра проводят аналогично дефектации деталей главного цилиндра сцепления.

Сборку цилиндра проводят в порядке, обратном разборке. Детали цилиндра перед сборкой смазывают свежей тормозной жидкостью. Манжету устанавливают на поршень рабочей кромкой внутрь цилиндра.

Устанавливают на автомобиль главный цилиндр в порядке, обратном снятию. После установки необходимо прокачать систему привода выключения сцепления.

При замене или ремонте педали сцепления производят снятие ее с автомобиля, ремонт и установку.

Для снятия педали сцепления (см. рис. 2) следует выполнить следующее:

отсоединить в салоне толкатель 5 от педали 1 сцепления, отвернуть гайку 4 и вынуть ось 2 толкателя с двумя пластмассовыми втулками;

отсоединить возвратную пружину 23 от педали 1;

удалить шплинт, отвернуть гайку крепления педали на оси и снять педаль с двумя втулками в сборе. При необходимости накладку площадки педали снимают.

Дефектацию деталей педали сцепления проводят при условии, что втулки не должны иметь механических повреждений. При одностороннем изнашивании втулок их заменяют; при потере упругости возвратной пружины ее заменяют; при изнашивании рисунка накладки площадки педали сцепления ее также заменяют.

Устанавливают педаль сцепления в порядке, обратном снятию. При установке педали смазывают графитовой смазкой поверхности трения втулок и оси. После установки педали производят регулировку хода педали сцепления.

Для замены пневмоусилителя гидропривода сцепления автомобилей КАМАЗ необходимо:

выпустить воздух из пневмопривода тормозной системы через клапан на воздушном баллоне;

снять оттяжную пружину 8 (см. рис. 1) рычага 5 вала вилки выключения сцепления;

отсоединить пневмолинию 15 пневмоусилителя и гидравлический шланг 10;

слить жидкость из системы гидропривода;

отвернуть два болта крепления пневмоусилителя и снять его вместе с толкателем 17.

При установке пневмоусилителя необходимо:

закрепить усилитель на картере сцепления (делителя) двумя болтами с пружинными шайбами;

присоединить гидравлический шланг 10 (см. рис. 1) пневмоусилителя и пневмолинию 15;

установить оттяжную пружину 8 вала вилки выключения сцепления;

налить тормозную жидкость в компенсационную полость главного цилиндра через верхнее отверстие при снятом защитном чехле;

прокачать систему гидропривода; проверить герметичность соединений трубопроводов;

устранить подтекание тормозной жидкости подтяжкой или заменой отдельных деталей;

проверить и при необходимости отрегулировать зазор между торцом крышки и ограничителем хода штока включения делителя передач.

Своевременное и качественное выполнение операций технического обслуживания и ремонта сцепления автомобилей значительно увеличивает ресурс автомобилей и снижает затраты на его эксплуатацию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Российская автотранспортная энциклопедия**. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств [Текст] / Т. 3. — М.: РООИП, 2000. — 456 с.
2. **Румянцев, С. И.** Техническое обслуживание и ремонт автомобилей [Текст] / С. И. Румянцев и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 272 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"
представляет

Методы обоснования ресурса ядерных энергетических установок /
Митенков Ф.М., Кайдалов В.Б., Коротких Ю.Г. и др.;
под общ. ред. Ф.М. Митенкова. – М.: Машиностроение, 2007. – 448 с.: ил.
ISBN 978-5-217-03369-0. Цена 363 р. (с НДС)

Рассмотрены теоретические основы, методология и средства контроля выработанного и остаточного ресурсов оборудования и систем эксплуатируемых корабельных и судовых ядерных энергетических установок (ЯЭУ) с учетом развивающихся деградационных процессов в условиях нестационарного нагружения. Показаны возможности применения эксплуатационного мониторинга ресурса по условиям прочности для проектируемых транспортных ЯЭУ. Приведены методы математического моделирования процессов деформирования конструкционных материалов, накопления повреждений, зарождения и развития дефектов.

Заявки на книгу направляйте в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; 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: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Результаты работ по совершенствованию микропроцессорных систем управления, обеспечивающих выполнение перспективных норм на выброс токсичных веществ

А. С. Тюфяков,
А. В. Дмитриевский,
П. А. Бурыгин;
ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ"

В середине 2006 г. в России были законодательно введены европейские требования Евро-2 на выброс токсичных веществ легковыми автомобилями и легкими грузовиками. В отличие от Европы в России произошел переход от норм Евро-0 сразу к нормам Евро-2. Это стало возможным по целому ряду причин. Одной из них является надичие собственных разработок по микропроцессорным системам управления двигателями, базировавшихся на обширном отечественном опыте разработок в области электронных систем управления бензиновыми двигателями.

Уже в 90-х годах в НАМИ были проведены первые исследовательские работы по двигателям с распределенным впрыском бензина отечественных автомобилей (ГАЗ, УАЗ), а затем и зарубежных (Ниссан-Патрол) с использованием бифункциональных каталитических нейтрализаторов и систем обратной связи для снижения выброса токсичных веществ с отработавшими газами. Эти работы включали следующие этапы:

— исследование процессов газообмена в двигателях с динамическим наддувом и доводка впускной системы с использованием индуцирования;

— выбор калибровок микропроцессорной системы управления двигателем для равнинных и высокогорных условий;

— отработка системы диагностики.

Конструкция системы впуска во многом определяет показатели двигателя с впрыском бензина. При постоянных параметрах системы впуска (длины, сечения впускных каналов и фаз газораспределения) эффект по повышению коэффициента наполнения достигается лишь на выбранных скоростных режимах, обычно в зоне 70—100 % номинальной частоты вращения. Кривая крутящего момента имеет волнообразный характер, вследствие чего значительно ухудшаются ездовые качества автомобиля, требуется более частый переход на понижающие передачи, увеличивается эксплуатационный расход топлива. Наиболее эффективным способом оптимизации параметров впускной системы и сокращения процесса работ по доводке систем впуска и выпуска является индицирование рабочего процесса. Для выбора оптимальных параметров системы газообмена необходимо иметь представление об особенностях диаграммы давлений в цилиндре во время всех четырех тактов и диаграммы давлений во впускном и выпускном трубопроводах.

Оценка протекания процессов газообмена четырехцилиндрового шестнадцатиклапанного двигателя зарубежного производства (рабочим объемом V_h = 2,4 л) производилась по диаграммам давления в ресивере, в цилиндре и в выпускном коллекторе (табл. 1).

Анализ полученных результатов показывает следующее:

1. Давление в цилиндре от начала открытия впускного клапана до НМТ снижается от 3,84 до 1,95 бар при частоте вращения 1500 мин$^{-1}$. По мере увеличения частоты вращения до 2500 мин$^{-1}$ давление в цилиндре соответственно снижается с 3,87 до 2,33 бар. При частоте вращения 3700 мин$^{-1}$ давление в НМТ соответственно снижается от 4,27 до 2,96 бар. Учитывая, что при повышении частоты вращения коленчатого вала давление в НМТ увеличивается, растут потери на газообмен. Поэтому в случае необходимости повышения мощностных показателей при высоких частотах вращения потребуется увеличить угол опережения открытия выпускного клапана.

2. Сопоставление величин давлений в цилиндре в зоне перекрытия клапанов (5° до и 15° после ВМТ) показывает, что в рассмотренном диапазоне частот вращения давление в цилиндре практически не изменяется.

3. При использовании результатов индицирования предварительным ориентиром может служить оценка площади диаграммы между фактической и теоретической линиями давления до и после НМТ. Оптимальным вариантом следует считать фазы выпуска, обеспечивающие равенство этих площадей. В частности, на режиме 1500 мин$^{-1}$ даже при полной нагрузке начало открытия может начинаться за 20—25° до НМТ, а при малых нагрузках оно может быть уменьшено до 5° до НМТ. При частоте враще-

Таблица 1

Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	Давление в начале впуска/в НМТ, бар	Давление в начале впуска, бар			Давление в конце выпуска,. бар			Давление в конце впуска, бар	
		Впускной трубопровод	Цилиндр	Выпускной трубопровод	Впускной трубопровод	Цилиндр	Выпускной трубопровод	Впускной трубопровод	Цилиндр
1500	3,84/1,95	0,88	0,85	0,99	0,89	0,71	1,05	0,89	1,44
2500	3,87/2,33	0,88	1,03	1,14	0,84	0,73	1,15	0,89	1,50
3700	4,27/2,96	0,82	0,92	1,22	0,89	0,75	1,17	0,92	1,55

ния 3700 мин$^{-1}$ опережение открытия выпускных клапанов на стандартном двигателе близко к оптимальному. При более высоких частотах вращения коленчатого вала и полных нагрузках начало открытия выпускных клапанов следует увеличить (ориентировочно до 60°).

4. Наибольшее значение коэффициента дозарядки обеспечивается, когда давление перед закрытием впускного клапана во впускном трубопроводе превышает давление в цилиндре. Поэтому для повышения мощностных показателей при малых и средних частотах вращения коленчатого вала (до 3700 мин$^{-1}$) целесообразно уменьшить угол запаздывания закрытия впускного клапана до 45—50° после НМТ или разработать впускной трубопровод с переменной длиной каналов. С учетом полученных результатов для двигателя с номинальной частотой вращения коленчатого вала 5200—5600 мин$^{-1}$ длина короткого канала может быть принята равной 480—520 мм, а длинного 700—750 мм. По сравнению с традиционной (нерегулируемой) впускной системой коэффициент наполнения в зоне средних частот вращения (3000—3800 мин$^{-1}$) увеличивается на 5—8 %. Кроме того, за счет уменьшения длины короткого канала появляется возможность на 2—5 % увеличить наполнение на высоких частотах вращения коленчатого вала.

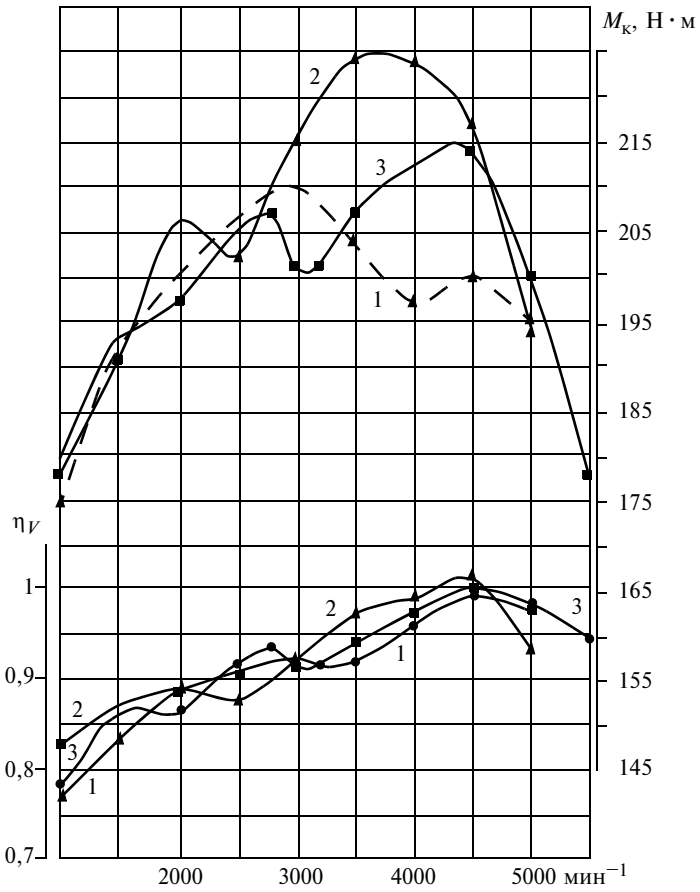


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя М241А (V_h = 2,4 л):

1 — исходный вариант впускного трубопровода; 2 и 3 — экспериментальные впускные трубопроводы с длиной каналов соответственно 490 и 370 мм

На основании проведенных исследований была предложена конструкция впускной системы, обеспечивающая значительное повышение максимального крутящего момента по сравнению со значениями для стандартного двигателя (рис. 1).

Учитывая, что большая часть территории России представляет собой равнину с весьма небольшой высотой над уровнем моря, основное внимание при проведении исследований по адаптации микропроцессорных систем управления обычно уделяется работе при нормальном или лишь незначительно пониженном или повышенном (вследствие естественных погодных изменений) барометрическом давлении.

В связи с этим исследование работы системы управления в высокогорных условиях является недостаточным, однако это весьма важный аспект с точки зрения сохранения заданных составов смеси с целью обеспечения как максимально возможных мощностных и экономических показателей, так и показателей по токсичности отработавших газов независимо от изменяющихся атмосферных условий.

Задача исследований состояла в оценке эффективности использования в высокогорных условиях датчика массового расхода воздуха вместо традиционно используемого для таких условий датчика абсолютного давления.

В табл. 2 приведены результаты испытаний автомобиля Ниссан-Патрол с отечественной системой управления двигателем на высотах до 2850 м над уровнем моря, выполненные в течение одного рабочего дня. Работа системы управления оценивалась при движении автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой путем регистрации циклового наполнения, рассчитываемого блоком управления на основе измерения датчиком массового расхода воздуха (ДМРВ). Обработка аналогового сигнала пленочного ДВРМ

Таблица 2

Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление, мбар	Плотность воздуха при температуре 25 °С		Максимальное цикловое наполнение при 4400—4700/ /2800—3000 мин$^{-1}$		Максимальная цикловая топливоподача при 4400—4700/ /2800—3000 мин$^{-1}$	
		кг/м^3	%	мг/цикл	%	мг/цикл	%
0	1000	1,225	100	613/560	100	49,3/44,4	100
1150	870	1,06	86	511/476	83/85	41,2/37,1	84/84
2100	770	0,945	77	480/440	78/79	37,7/34,1	76/77
2850	705	0,86	70	434/407	71/73	34,4/31,4	70/71

BOSCH 0 280 212 037 производилась блоком управления путем многократных (30 раз в течение каждого полуоборота коленчатого вала) его сигналов, определения мгновенной величины расхода воздуха по характеристике датчика и последующего цифрового осреднения значений за половину оборота коленчатого вала. При анализе результатов испытаний во внимание принимались максимальные значения циклового наполнения, характерные для частот вращения коленчатого вала в диапазонах 2800—3000 и 4400—4700 мин$^{-1}$, определяемые настройкой впускной системы. По характеристике форсунки на основе отрабатываемой блоком управления величины длительности импульсов управления впрыском рассчитывалась величина цикловой подачи топлива.

Анализ приведенных результатов показывает, что система управления двигателем с использованным типом датчика массового расхода воздуха на всех исследованных высотах над уровнем моря обеспечивает управление топливоподачей, адекватное изменению плотности воздуха. Соответствующие режиму работы двигателя значения циклового наполнения и цикловой топливоподачи соответствуют изменению плотности воздуха с точностью в среднем 1—2 %, максимум 3 %, что полностью укладывается в допуск на воспроизводимость проведенных экспериментов.

При проведении работы представляли интерес суммарные показатели автомобиля с адаптированной системой управления по выбросу токсичных веществ в условиях пониженного атмосферного давления. С этой целью в условиях лаборатории, расположенной на высоте 1200 м над уровнем моря, были проведены испытания автомобиля Ниссан-Патрол по ездовому циклу MVEG (ECE + EUDC) в соответствии с европейской методикой по Правилам 83-03 (пуск при +20 °С). Автомобиль с отечественной системой управления двигателем, предназначенный для сертификации под нормы Евро-2, был оборудован бифункциональным нейтрализатором отработавших газов. Кроме того, в состав антитоксичной системы входила система рециркуляции отработавших газов с электронным управлением. Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Как следует из приведенных в табл. 3 данных, достигнутый на полноприводном автомобиле полной массой 2100 кг уровень выбросов токсичных веществ даже в условиях существенно пониженного атмосферного давления практически с двукратным запасом соответствует нормам Евро-3 для легковых автомобилей.

Очередной этап ужесточения в России законодательства в области экологии транспортных средств намечен на 2008 г., когда планируется введение действие норм Евро-3, и затем, в 2010 г. — норм Евро-4, действующих в Европе с 2005 г. Для выполнения норм Евро-3 потребуется применение системы рециркуляции с более гибким управлением. Кроме того, необходимо создание специальной системы диагностики, оценивающей состояние антитоксичных устройств, что возможно только при применении блока управления с высоким быстродействием. Нормы Евро-3, в отличие от норм Евро-2, предполагают значительное (практически двукратное) ужесточение требований по всем токсичным компонентам, включая оксид углерода CO. Указанная в нормах Евро-3 величина предельного выброса CO 2,3 г/км против 2,2 г/км в нормах Евро-2, вследствие изменения процедуры испытаний (ликвидация "льготных" 40 с после пуска холодного двигателя, в ходе которых отработавшие газы не поступали в систему газового анализа), предъявляет значительно более жесткие требования к системе нейтрализации отработавших газов, которая должна уже в первые секунды "холодной" фазы ездового цикла войти в свой рабочий тепловой режим. Такие же требования предъявляются и к кислородному дат-

Таблица 3

Выброс токсичных веществ с отработавшими газами, г/км			
CO	CH	NO_x	CH + NO_x
0,62	0,12	0,08	0,2

чику в системе обратной связи по составу смеси. Общее ужесточение требований по выбросу токсичных веществ при введении норм Евро-3 и тем более норм Евро-4 обуславливает также отказ от традиционного управления дроссельной заслонкой при помощи механической связи с педалью подачи топлива. Переход на использование системы электронного управления положением дроссельной заслонки позволяет снизить скорость изменения параметров управления двигателем при резком изменении усилия нажатия на педаль подачи топлива без ущерба для динамики автомобиля и при снижении выброса токсичных веществ на переходных режимах.

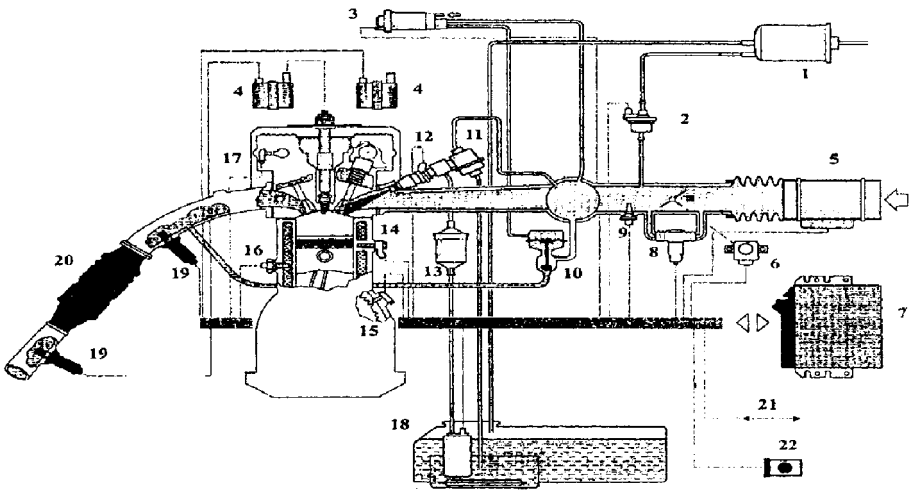


Рис. 2. Схема МП-системы управления двигателем, обеспечивающей выполнение норм Евро-3 и Евро-4:

1 — абсорбер; 2 — клапан продувки абсорбера; 3 — клапан управления рециркуляции; 4 — клапан зажигания; 5 — датчик массового расхода воздуха; 6 — датчик положения дроссельной заслонки; 7 — блок управления; 8 — регулятор холостого хода; 9 — датчик температуры воздуха; 10 —клапан рециркуляции; 11 — регулятор давления топлива; 12 — форсунки; 13 — топливный фильтр; 14 — датчик детонации; 15 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 16 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 17 — датчик фазы; 18 — электронасос; 19 — лямда-зонд; 20 — нейтрализатор отработавших газов; 21 — диагностический разъем; 22 — лампа диагностики

Отдельной задачей при выполнении норм Евро-3 и Евро-4 является обеспечение функционирования системы встроенной диагностики (EOBD — European On Board Diagnose — Европейская бортовая диагностика). Такая система представляет собой комплекс технических, аппаратных и программных решений по системе управления силовым агрегатом автомобиля, призванных обеспечить:

— недопущение возможности бесконтрольной эксплуатации автомобиля с повышенным выбросом токсичных веществ;

— возможность проведения диагностических работ в эксплуатации, касающихся компонентов системы снижения токсичности отработавших газов, с максимальной эффективностью и минимальными затратами.

Система бортовой диагностики является неотъемлемой частью требований по выбросам токсичных веществ, начиная с норм Евро-3, требующих выполнения четко сформулированных в ряде дополнительных стандартов требований, направленных на достижение двух указанных выше основных целей. Для выполнения требований EOBD, включающих определение пропусков воспламенения, диагностику нейтрализатора, системы рециркуляции отработавших газов и электрических цепей, система диагностики должна зафиксировать неисправности при повышении выбросов CO — до 3,2 г/км, CH — до 0,4 г/км и NO_x — до 0,6 г/км (при основных нормах соответственно 2,3; 0,2; 0,15 г/км).

Важнейшей особенностью такой системы диагностики является ее способность выявить нарушения не только в электрических цепях системы управления, но и при функционировании основных компонентов двигателя и систем снижения выброса токсичных веществ, связанные с потерей их функциональных свойств (например, ухудшение эффективности нейтрализатора вследствие естественного процесса его старения) и являющиеся причиной повышения выброса токсичных веществ. При выявлении неисправности для информирования водителя о наличии нарушения система диагностики должна включить соответствующий индикатор на панели приборов.

Схема системы управления двигателем, имеющая в своем составе указанные выше компоненты для выполнения требований Евро-3, Евро-4, в том числе дополнительные компоненты для обеспечения функционирования системы встроенной диагностики, приведена на рис. 2.

Система диагностики при проведении сертификационных испытаний автомобиля на выполнение требований Евро-3, Евро-4 должна пройти достаточно сложную процедуру подтверждения ее работоспособности. Так, для вынесения обоснованного решения о работоспособности системы диагностики на данном автомобиле ее разработчику необходимо предоставить органу по сертификации набор специально подготовленных, определенным образом имитирующих свою неисправность компонентов системы управления двигателем и системы снижения токсичности отработавших газов, которые при установке на автомобиль вызовут повышение выброса токсичных веществ не более чем на установленную стандартом величину. В число обязательных требований при подготовке автомобиля к сертификации по нормам Евро-3, Евро-4 входит также обеспечение доступной и имеющей приемлемую цену инструкцией по диагностике.

Таким образом, опыт проведенных в последние годы в НАМИ работ позволил наметить основные направления совершенствования отечественных двигателей с целью повышения энергетических и экологических показателей до современного уровня, а также разработки средств диагностики с учетом требований EOBD.

Оптимизация работы системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС

Б. Е. Поликер, Л. Л. Михальский; "Дизель-КАР"; **С. А. Аникин,** Холдинг "РусПромАвто"; **С. Н. Девянин,** МГАУ им. В. П. Горячкина; **В. А. Марков,** МГТУ им. Н. Э. Баумана

Рассмотрена электронная инвариантная САРТ со следящим электроприводом вентилятора для оптимизации работы системы охлаждения ДВС.

В связи с общей тенденцией повышения удельной мощности автотракторных двигателей до 90—100 кВт/л к системам их жидкостного охлаждения предъявляются весьма жесткие требования [1, 2]. Эти требования во многом предопределяют динамические характеристики системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТ) ДВС. Дополнительные требования, предъявляемые к САРТ, связаны с необходимостью улучшения отдельных показателей ДВС, таких как расход топлива, токсичность отработавших газов двигателей, металлоемкость и массогабаритные показатели. При этом желательно обеспечить инвариантность САРТ по отношению к возмущающим воздействиям — нагрузке и положению педали подачи топлива.

Эти требования могут быть удовлетворены путем улучшения эффективности обдува радиатора системы охлаждения двигателя и регулирования температуры охлаждающей жидкости с использованием электронной САРТ, Задачей исследования являлось определение путей создания инвариантной САРТ, обеспечивающей оптимальные показатели независимо от внешних возмущений, а также обоснование структуры САРТ с использованием ее статических и динамических моделей.

Анализ показал, что терморегулирование поршневого ДВС целесообразно осуществлять на основе изменения подачи вентилятора, сокращая затраты энергии и топлива. При этом учитывалось, что САРТ должна обеспечить повышение эффективности обдува и охлаждения радиатора. При установке вентилятора перед радиатором это достигалось путем увеличения расхода обдуваемого воздуха (повышения его плотности на 25 %), обеспечиваемого лопатками вентилятора, и расширения поверхности обдува.

Анализ характеристик и условий работы САРТ выявил многосвязность процессов терморегулирования [2, 3]. При этом динамические качества САРТ зависят от текущих значений момента сопротивления потребителя $M_c(\tau)$ и положения $\beta(\tau)$ педали подачи топлива (рычага регулятора топливного насоса высокого давления — ТНВД). Момент сопротивления M_c определяет необходимый крутящий момент двигателя $M_{дв} = f(\omega_{дв}, \beta, p_{вп})$, являющийся функцией угловой скорости коленчатого вала $\omega_{дв}$, положения педали подачи топлива $\beta(\tau)$ и давления воздуха $p_{вз}$. Последний параметр определяет скорость $U^*_{вз}$ и температуру $t^*_{вз}$ воздушного потока, обтекающего радиатор. Таким образом, входными возмущающими воздействиями, требующими организации процесса их компенсации во времени τ, являются момент сопротивления (нагрузки) $M_c(\tau)$ и положение педали подачи топлива (рычага) $\beta(\tau)$. При выбранной двухсвязной модели САРТ ее выходными координатами являются угловая скорость $\omega_{дв}(\tau)$ или крутящий момент двигателя $M_{дв}(\tau)$ и температура охлаждающей жидкости $t_{ож}(\tau)$ на выходе из двигателя (рис. 1).

Анализ показал, что при высоких тепловых нагрузках на систему охлаждения двигателя наиболее эффективными методами регулирования САРТ являются методы, основанные на принципах инвариантности (независимости от возмущений). Эти методы регулирования построены на принципе компенсации возмущений, определяющих тепловые нагрузки ДВС. При этом используются следующие идентификаторы теплового состояния двигателя — его крутящий момент $M_{дв}$, теплота Q_v, отдаваемая в систему

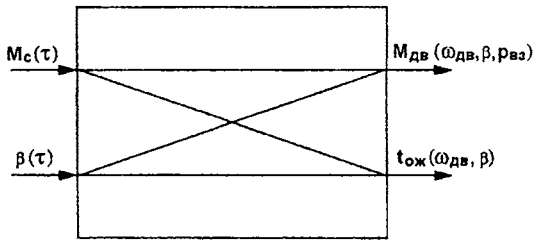


Рис. 1. Динамическая модель регулирования температуры системы охлаждения $t_{ох\ вых}$ двигателя

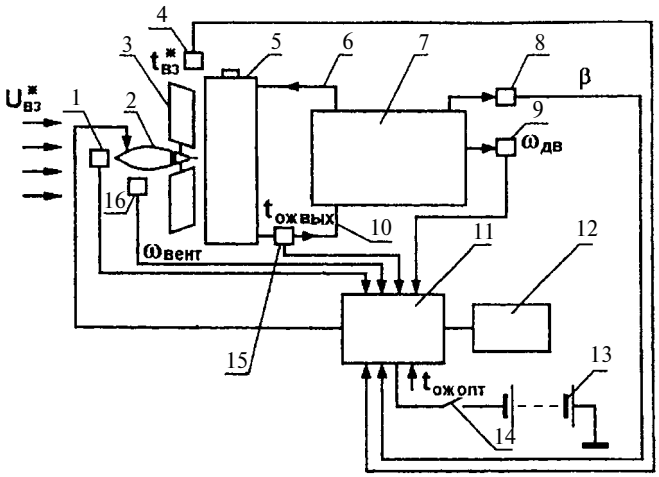


Рис. 2. Схема САРТ транспортного двигателя:

1 — датчик скорости воздушного потока перед вентилятором; 2 — электропривод вентилятора; 3 — лопатка вентилятора; 4 — датчик температуры воздуха перед вентилятором; 5 — радиатор; 6 — трубопровод подачи охлаждающей воды в радиатор; 7 — ДВС; 8 — датчик положения педали подачи топлива; 9 — датчик угловой скорости коленчатого вала двигателя; 10 — трубопровод подачи охлаждающей воды в двигатель; 11 — бортовой электронный контроллер; 12 — согласующее устройство связи с датчиками и электроприводами; 13 — аккумуляторная батарея; 14 — выключатель; 15 — датчик температуры охлаждающей воды на выходе из радиатора; 16 — датчик частоты вращения вала вентилятора

охлаждения, условия F достаточности подачи обдувающего вентилятора.

Техническая реализация подобной инвариантной САРТ возможна только на базе средств современной электроники и вычислительной техники, позволяющих оптимизировать параметры САРТ и обеспечить ее инвариантность. Авторами разработан вариант подобной САРТ (рис. 2).

В САРТ используется электроуправляемый следящий по частоте вращения электропривод вентилятора переменной подачи, используемого для обдува радиатора жидкостного охлаждения транспортного двигателя. САРТ имеет датчик угловой скорости вала вентилятора $\omega_{вент}$, датчики температуры $t_{ож\ вых}$ охлаждающей жидкости на выходе из радиатора, температуры $t^*_{вз}$ воздуха перед вентилятором, скорости $U^*_{вз}$ воздушного потока перед вентилятором, частоты вращения $n_{дв}$ (скоростного режима $\omega_{дв}$) коленчатого вала двигателя, положения β педали подачи топлива (рычага регулятора ТНВД) двигателя. В состав САРТ входит бортовой электронный контроллер с согласующим устройством связи с датчиками и электроприводами, а также аккумуляторной батареей.

Структурно процесс регулирования температуры $t_{ож\ вых}$ системы охлаждения с одним основным входным возмущающим воздействием на систему "двигатель—САРТ" — изменением момента сопротивления $M_c(\tau)$ можно представить в виде следующей граф-структуры. В результате изменения возмущающего воздействия $M_c(\tau)$ остальные динамические координаты САРТ меняются в следующем граф-порядке:

$$M_c(\tau) \to \beta(\tau) \to M_{дв}(\omega_{дв}, \beta, p_{вн}) \to \omega_{дв}(\tau) \to U^*_{вз} \to$$

$$\to t^*_{вз} \to t_{ож\ вых} \to \Delta Q_у(\omega_{дв}, M_{дв}) \to t_{ож\ опт} \to \Delta t_{ож\ вых} \to$$

$$\to \omega_{вент\ опт} \to \Delta\omega_{вент} \to \Delta t_{ож\ вых} \to \min.$$

В процессе регулирования определяются и минимизируются (обнуляются) ошибка определения температуры охлаждающей жидкости в виде $\Delta t_{ож\ вых} = t_{ож\ опт} - t_{ож\ вых}$ и ошибка определения угловой скорости вала вентилятора в виде $\Delta\omega_{вент} = \Delta\omega_{вент\ опт} - \Delta\omega_{вент}$. Для обеспечения высоких динамических качеств САРТ используется три идентификатора состояния: скоростная характеристика ДВС $M_{дв}$ ($\omega_{дв}$, β, $p_{вп}$), теплота ΔQ_v, отданная в систему охлаждения ДВС, и задающее воздействие $\omega_{вент\ опт}$ внутреннего контура по выработке оптимального значения угловой скорости вала вентилятора как функция режима работы ДВС.

При использовании предлагаемой инвариантной САРТ со следящим электроприводом вентилятора реализуется синтез оптимальных законов регулирования температур охлаждающей жидкости на выходе из радиатора $t_{ож\ вых}$. Оптимизация параметров электропривода, установки вентилятора относительно радиатора позволяет увеличить массовый расход охлаждающего воздуха через воздушный тракт и соответственно повысить теплоотдачу от радиаторов, снизить затраты энергии на динамический процесс воздухообдува. При этом без каких-либо конструктивных изменений двигателя и радиатора системы охлаждения удается более точно поддерживать оптимальную температуру $t_{ож\ опт}$ на выходе из радиатора на всех эксплуатационных режимах ДВС.

Описанная электронная САРТ со следящим электроприводом вентилятора имеет высокие динамические качества, инвариантность к возмущающим воздействиям и может быть использована как в бензиновых двигателях, так и в дизелях. При этом улучшаются технико-экономические показатели ДВС, упрощается компоновка системы охлаждения в моторном отсеке транспортного средства, повышается его ресурс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тракторные** дизели: Справочник / Под. общ. ред. Б. А. Взорова [Текст] — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с.
2. **Луков, Н. М.** Автоматическое регулирование температуры двигателей. [Текст] / Н. М. Луков. — М.: Машиностроение, 1977. — 224 с.
3. **Андреев, Ю. Н.** Управление конечномерными линейными объектами. [Текст] / Ю. Н. Андреев. — М.: Наука, 1976. — 250 с.

А. Д. Назаров,
д-р техн. наук

Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала при ремонте двигателей

Приведены экспериментальные данные по определению коэффициентов масштаба и плоскостей коррекции коленчатого вала, позволяющие уменьшить до минимума влияние внешних факторов на дисбалансы сборочных единиц при ремонте двигателя.

Экспериментальные исследования проводили на балансировочном станке КИ-4274, имеющем разработанную электрическую схему преобразователей измерительной системы [1]. Станок настраивали с помощью разработанных контрольных роторов [2]. Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала, вала в сборе с маховиком, с маховиком и сцеплением двигателей V-8 рабочими объемами 4,25 и 6 л определяли методом обхода указанных плоскостей контрольным грузом [3]. Порядок, условия и план экспериментов применительно к двигателям $V_{st} = 6$ л приведены ниже. При незначительных доработке и уточнении они применимы и для других двигателей. Коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и сцеплением, имеющие в передней плоскости специальный диск, балансировали с остаточным дисбалансом не более 5 г · мм в обеих плоскостях. При изготовлении маховик и шкив коленчатого зала двигателей рабочим объемом 6 л имеют направленные дисбалансы 330 ± 50 г · мм. Во время проведения экспериментальных исследований и балансировки упомянутых сборочных единиц, а также контроля их остаточных дисбалансов вместо шкива к носку вала присоединяли диск с указанным дисбалансом. Он имеет с наружной поверхности 24 резьбовых отверстия, расположенные с интервалом 15°. Аналогичные отверстия сверлили с наружного торца маховика. Контрольными грузами различной массы, вворачиваемыми в эти отверстия, создавали дисбалансы в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала (табл. 1).

Из табл. 1 видно, что радиус вращения центра массы указанных грузов для шкива изменяется в диапазоне от 96 до 102,5 мм. Это объясняется следующим образом. Вворачиваемые грузы имеют цилиндрическую форму с длиной резьбовой части 4—5 мм. Массу грузов изменяли увеличением высоты головки. Радиус вращения центра масс грузов в плоскости шкива определяли по формуле

$$r_{ш} = 0{,}5(d_{д} + h_{г}), \qquad (1)$$

где $d_{д}$ — наружный диаметр диска; $h_{г}$ — высота головки контрольного груза.

Из формулы (1) следует, что значения рассматриваемого радиуса возрастают с увеличением высоты головки контрольного груза. В плоскости маховика значение этого параметра равно 186 мм.

Для уменьшения влияния на значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе в условиях ремонта исследуемых двигателей внешних факторов и исключения случайных погрешностей измерения этих величин эксперименты проводили по случайным (рандомизированным) планам (табл. 2 и 3).

Значения коэффициентов масштаба в плоскостях маховика $\mu_{м}$ и шкива $\mu_{ш}$ коленчатого вала и вала в сборе рассчитывали по формулам

$$\mu_{м} = Д_{мкг}/Д_{мпс};\ \mu_{ш} = Д_{шкг}/Д_{шпс}, \qquad (2)$$

где $Д_{мкг}$ и $Д_{шкг}$ — дисбалансы, создаваемые контрольными грузами в плоскостях маховика и шкива; $Д_{мпс}$ и $Д_{шпс}$ — показания индикатора дисбаланса балансируемых сборочных единиц в указанных плоскостях.

Коэффициенты взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала и вала в сборе:

$$K_{мш} = Д_{шпс}/Д_{мкг};\ K_{шм} = Д_{мпс}/Д_{шкг}, \qquad (3)$$

где $K_{мш}$ и $K_{шм}$ — коэффициенты, характеризующие влияние дисбаланса соответственно в плоскости шкива (маховика) и плоскости маховика (шкива) на показание индикатора.

С учетом данных экспериментальных исследований по зависимостям (2) и (3) рассчитаны значения

1. Контрольные грузы для определения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением двигателей рабочим объемом 6 л

Масса контрольного груза, г	Радиус вращения центра массы груза в плоскости шкива, мм	Дисбалансы, создаваемые контрольными грузами в плоскости, г • мм		Масса контрольного груза, г	Радиус вращения центра массы груза в плоскости шкива, мм	Дисбалансы, создаваемые контрольными грузами в плоскости, г • мм	
		маховика	шкива			маховика	шкива
0,54	—	100	—	3,77	101,5	700	383
0,81	—	150	—	4,30	100,5	800	432
1,07	96,0	200	103	4,81	104,0	900	500
1,35	—	250	—	5,37	105,0	1000	564
1,61	97,0	300	156	5,80	105,5	—	612
1,88	—	350	—	6,89	100,5	—	693
2,16	97,5	400	211	7,69	101,0	—	800
2,43	—	450	—	8,94	101,5	—	900
2,69	98,0	500	264	9,82	102,5	—	1000
3,21	98,5	600	316	—	—	—	—

рассматриваемых коэффициентов для коленчатого вала и вала в сборе двигателей рабочим объемом 6 л (табл. 4). В табл. 4 приведены также их значения для указанных балансируемых сборочных единиц двигателей с V_{st} = 4,25 л, рассчитанные на основе приведенного выше метода и соотношений (2) и (3).

Анализ данных экспериментов показывает, что значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции всех балансируемых сборочных единиц исследуемых двигателей находятся в допустимых пределах (см. табл. 4). Значения коэффициентов μ_i и K_i, соответственно близкие к единице и нулю, относятся к большим значениям дисбалансов в обеих плоскостях коррекции балансируемых сборочных единиц, создаваемых контрольными грузами (см. табл. 1). Другие значения анализируемых коэффициентов от-

2. Рандомизированный план экспериментов при определении коэффициентов масштаба и взаимного влияния для плоскостей соответственно маховика и шкива балансируемых сборочных единиц двигателей рабочим объемом 6 л

Точка установки контрольного груза в плоскости маховика	Значения дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала в сборе, г • мм													
1	100	500	250	600	350	900	450	700	150	400	200	800	300	1000
14	500	450	350	250	900	100	600	150	1000	800	400	300	700	200
6	250	350	900	450	600	500	100	400	800	300	1000	200	150	700
19	600	100	450	900	500	250	350	200	700	1000	300	150	400	800
9	350	250	100	500	450	600	900	800	400	700	150	1000	200	300
23	900	600	500	350	100	450	250	300	200	150	800	700	1000	400
2	100	500	250	600	350	900	450	700	150	400	200	800	300	1000
16	500	450	350	250	900	100	600	150	1000	800	400	300	700	200
5	250	350	900	450	600	500	100	400	800	300	1000	200	150	700
18	600	100	450	900	500	250	350	200	700	1000	300	150	400	800
10	350	250	100	500	450	600	900	800	400	700	150	1000	200	300
21	900	600	500	350	100	450	250	300	200	150	800	700	1000	400
3	100	500	250	600	350	900	450	700	150	400	200	800	300	1000
13	500	450	350	250	900	100	600	150	1000	800	400	300	700	200
8	250	350	900	450	600	500	100	400	800	300	1000	200	150	700
17	600	100	450	900	500	250	350	200	700	1000	300	150	400	800
11	350	250	100	500	450	600	900	800	400	700	150	1000	200	300
24	900	600	500	350	100	450	250	300	200	150	800	700	1000	400
4	100	500	250	600	350	900	450	700	150	400	200	800	300	1000
15	500	450	350	250	900	100	600	150	1000	800	400	300	700	200
7	250	350	900	450	600	500	100	400	800	300	1000	200	150	700
20	600	100	450	900	500	250	350	200	700	1000	300	150	400	800
12	350	250	100	500	450	600	900	800	400	700	150	1000	200	300
22	900	600	500	350	100	450	250	300	200	150	800	700	1000	400

3. Рандомизированный план экспериментов при определении коэффициентов масштаба и взаимного влияния для плоскостей соответственно шкива и маховика балансируемых сборочных единиц двигателей рабочим объемом 6 л

Точка установки контрольного груза в плоскости шкива	Значения дисбаланса в плоскости шкива коленчатого вала и вала в сборе, г • мм													
3	103	564	264	612	383	900	500	693	156	432	211	800	316	1000
13	564	500	383	264	900	103	612	156	1000	800	432	316	693	211
8	264	383	900	500	612	564	103	432	800	316	1000	211	156	693
17	612	103	500	900	564	264	383	211	693	1000	316	156	432	800
11	383	264	103	564	500	612	900	800	432	693	156	1000	211	316
24	900	612	564	383	103	500	264	316	211	156	800	693	1000	432
1	103	564	264	612	383	900	500	693	156	432	211	800	316	1000
14	564	500	383	264	900	103	612	156	1000	800	432	316	693	211
6	264	383	900	500	612	564	103	432	800	316	1000	211	156	693
19	612	103	50	900	564	264	383	211	693	1000	316	156	432	800
9	383	264	103	564	500	612	900	800	432	693	156	1000	211	316
23	900	612	564	383	103	500	264	316	211	156	800	693	1000	432
4	103	564	264	612	383	900	500	693	156	432	211	800	316	1000
15	564	500	383	264	900	103	612	156	1000	800	432	316	693	211
7	264	383	900	500	612	564	103	432	800	316	1000	211	156	693
20	612	103	500	900	564	264	383	211	693	1000	316	156	432	800
12	383	264	103	564	500	612	900	800	432	693	156	1000	211	316
22	900	612	564	383	103	500	264	316	211	156	800	693	1000	432
2	103	564	264	612	383	900	500	693	156	432	211	800	316	1000
16	564	500	383	264	900	103	612	156	1000	800	432	316	693	211
5	264	383	900	500	612	564	103	432	800	316	1000	211	156	693
18	612	103	500	900	564	264	383	211	693	100	316	156	432	800
10	383	264	103	564	500	612	900	800	432	693	156	1000	211	316
21	900	612	564	383	103	500	264	316	211	156	800	693	1000	432

4. Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции балансируемых сборочных единиц двигателей при использовании разработанных контрольных роторов и предложенной электрической схемы преобразователей

Коэффициент	Коленчатый вал	Коленчатый вал в сборе с	
		маховиком	маховиком и сцеплением
$\mu_м$	0,98—1,01 / 0,98—1,01	0,97—1,00 / 0,99—1,01	0,97—1,00 / 0,98—1,01
$\mu_ш$	1,03—1,06 / 0,97—1,00	0,91—0,95 / 0,99—1,03	0,94—0,98 / 1,02—1,04
$k_{мш}$	0,01—0,04 / 0,01—0,03	0,03—0,06 / 0,02—0,05	0,02—0,05 / 0,01—0,03
$k_{шм}$	0,02—0,04 / 0,03—0,05	0,02—0,05 / 0,01—0,04	0,01—0,03 / 0,02—0,04

Примечание. Значения в числителе и знаменателе приведены соответственно для двигателя рабочим объемом 6 л и 4,25 л (допустимые значения коэффициентов μ_i и k_i равны соответственно 0,9—1,1 и 0,03—0,06).

носятся к меньшим значениям указанных дисбалансов. С учетом изложенного и данных табл. 4 видно, что точность настройки балансировочного станка и балансировки на нем коленчатого вала и вала в сборе при ремонте исследуемых двигателей повышается с увеличением их дисбалансов в плоскостях коррекции. Для двигателей рабочим объемом 4,25 л значения коэффициентов μ_i и K_i ближе соответственно к единице и нулю по сравнению с двигателями с V_{st} = 6 л (см. табл. 4). Следовательно, точность настройки балансировочного станка и балансировки на нем упомянутых узлов двигателей рабочим объемом 4,25 л выше по сравнению с двигателями с V_{st} = 6 л. Это объясняется так. Маховик и шкив коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л при их изготовлении, как было отмечено выше, имеют соответственно направленные дисбалансы $Д_{н1}$ и $Д_{н2}$. Очевидно, что они должны иметь аналогичные дисбалансы и при ремонте указанных двигателей. Векторы этих дис-

балансов расположены в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа коленчатого вала на угол 18 ° 26', вращаются вместе с валом и направлены в противоположные стороны. Для них при капитальном ремонте двигателей справедливо соотношение

$$\bar{Д}_{н1к} = -\bar{Д}_{н2к}, \quad (4)$$

Анализируемые дисбалансы вызывают дополнительный момент центробежных сил инерции, вычисляемый по равенствам

$$\Delta M_{вк} = lД_{н1к}\omega^2; \Delta M_{вк} = lД_{н2к}\omega^2, \quad (5)$$

где l — расстояние между плоскостями коррекции двигателей; ω — угловая скорость коленчатого вала.

В случае установки в двигатели V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей появляется дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент, действующий в них и нарушающий их уравновешенность. Значения указанного момента $\Delta M_{rк}$ для капитально отремонтированных двигателей определяют с использованием данных, приведенных в работе [4].

Момент $\Delta M_{rк}$ аналогично моменту $\Delta M_{вк}$ также действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа коленчатого вала на угол 18 ° 26' и при постоянной частоте его вращения имеет неизменное значение. Рассматриваемые моменты действуют в противоположных направлениях и, как следствие, частично или полностью уравновешивают друг друга.

Следует отметить, что моменты $\Delta M_{вк}$ и $\Delta M_{rк}$ действуют на коленчатый вал не только работающего двигателя, но и на вал при его вращении на балансировочном станке. Поэтому при работе двигателей и балансировке их коленчатого вала и вала в сборе необходимо соблюдение следующего условия:

$$\Delta \bar{M}_{вк} = -\Delta \bar{M}_{rк}. \quad (6)$$

Установлено, что при ремонте автотракторных двигателей условие (6), как правило, не обеспечивается ввиду наличия различных конструктивных и технологических трудностей. В этой связи на коленчатый вал отремонтированных двигателей рабочим объемом 6 л и на их вал во время его вращения на балансировочном станке в общем случае действует суммарный неуравновешенный момент, определяемый по формуле

$$\Delta \bar{M}_{вr} = \Delta \bar{M}_{вк} - \Delta \bar{M}_{rк}. \quad (7)$$

Момент $\Delta M_{вr}$ действует на коленчатый вал и вал в сборе двигателей $V_{st} = 6$ л. Однако он отсутствует в двигателях рабочим объемом 4,25 л. Рассматриваемый момент вызывает колебания упомянутых сборочных единиц на балансировочном станке с частотой $n/60$ (здесь n — частота вращения коленчатого вала и вала в сборе на станке). Они алгебраически складываются с колебаниями балансируемых сборочных единиц, вызываемыми их дисбалансами в плоскостях коррекции. Амплитуды этих колебаний пропорциональны значениям последних, определяемых по показаниям индикатора балансировочного станка. Приведенными данными и объясняется более высокая точность настройки балансировочного станка и балансировки на нем коленчатого вала и вала в сборе двигателей $V_{st} = 4{,}25$ л по сравнению с двигателями рабочим объемом 6 л. Указанную точность снижают погрешность значений и углов направленных дисбалансов, созданных на маховике и шкиве коленчатого вала двигателей $V_{st} = 6$ л, а также широкий допуск на них, равный 100 г · мм. Двигатели рабочим объемом 4,25 л направленных дисбалансов не имеют.

Таким образом, экспериментальные исследования для определения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей необходимо проводить по рандомизированным планам. Они позволяют уменьшить до минимума влияние на значения дисбалансов в плоскостях коррекции балансируемых сборочных единиц внешних факторов и исключить случайные погрешности измерений этих величин. Применение предложенной электрической схемы преобразователей измерительной системы балансировочного станка КИ-4274 и разработанных контрольных роторов обеспечивает определение значений коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей в допустимых пределах, повышает точность его настройки и балансировки указанных сборочных единиц. Наличие на маховике и шкиве коленчатого вала направленных дисбалансов несколько снижает точность настройки балансировочного станка, но и в данном случае упомянутые коэффициенты имеют допустимые значения. При этом значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции указанных сборочных единиц определяют непосредственно по показаниям соответствующих индикаторов балансировочного станка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров, А. Д.** Для повышения точности [Текст] / А. Д. Назаров, Б. А. Бабаев // Автомобильная промышленность, 1993. — № 3. — С. 18—22.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
3. **ГОСТ 22061—76.** Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения [Текст]. — М.: Изд-во стандартов, 1984. — 135 с.
4. **Назаров, А. Д.** Методики определения влияния увеличения массы деталей КШМ на долговечность и виброакустические показатели двигателей // Сборник научных трудов МГАУ. Диагностика, надежность и ремонт машин [Текст] / А. Д. Назаров, М. А. Назаров. — М.: МГАУ, 1995. — С. 9—14.

Определение весомости показателей качества автомобилей и их компонентов

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
проф.

Рассмотрены методы определения коэффициентов весомости для оценки уровня качества различных объектов.

В системе управления качеством продукции ключевым звеном является оценка уровня качества исследуемых объектов. В настоящее время имеется огромное количество методов измерения качества изделий, однако нерешенных проблем в данной области достаточно много. Так, отсутствуют обоснованные рекомендации по выбору номенклатуры и количества показателей качества, не определен наиболее рациональный метод интегрирования индивидуальных показателей в комплексный показатель, не решен вопрос объективной оценки коэффициентов весомости показателей и др. Особо остро стоит проблема взвешивания принятых к оценке показателей качества. Актуальность ее обусловлена тем, что достоверность оценки качества в существенной степени определяется правильностью выбранных коэффициентов весов (весомости) показателей. Проблема усугубляется тем, что в информационных источниках приводится несколько различных методов определения коэффициентов весов, а обоснованных рекомендаций по их применению на практике не существует.

Проанализируем методы определения коэффициентов весомости и приведем рекомендации.

В практике оценки качества изделий наиболее широко применяются следующие методы определения коэффициентов весомости показателей: 1) экспертный; 2) параметрических регрессионных зависимостей; 3) эквивалентных соотношений; 4) предельных и номинальных значений; 5) анализа иерархий.

Экспертный метод основывается в установлении и усреднении значений коэффициентов весомости показателей качества, представленных группой экспертов. Основными недостатками метода являются субъективность оценок и большая трудоемкость. Для повышения достоверности результатов экспертной оценки процесс проводят в два этапа: 1) ранжирование показателей качества; 2) расчет коэффициентов весомости:

$$m_i = \sum_{i=1}^{r} a_{ij} / \sum_{j=1}^{r} \sum_{i=1}^{n} a_{ij}, \qquad (1)$$

где a_{ij} — ранги i-го показателя качества j-го эксперта; n — количество принятых для анализа показателей качества; r — количество экспертов.

Объективность экспертизы устанавливается коэффициентом конкордации, который рассчитывают по формуле

$$W = 12 \sum_{i=1}^{n} \Delta_i^2 / [r^2(n^3 - n)], \qquad (2)$$

где Δ_i — дисперсия рангов:

$$\Delta_i^2 = \sum_{i=1}^{r} a_{ij} - \sum_{j=1}^{r} \sum_{i=1}^{n} a_{ij}/n. \qquad (3)$$

Для проверки, что согласованность экспертов, соответствующая W, неслучайна, определяется λ^2 — распределение (критерий Пирсона):

$$\lambda^2_{\text{расч}} = rW(n-1). \qquad (4)$$

Это распределение сравнивается с табличным значением $\lambda_{\text{табл}}$ для принятого уровня вероятности. Если $\lambda^2_{\text{расч}} > \lambda^2_{\text{табл}}$, то считается, что величина W значима с заданным уровнем вероятности, а рассчитанные коэффициенты весомости достоверны.

Для расчета коэффициентов весов ранжированных показателей часто используется нормирующая функция

$$m_i = a_0 \gamma^{i-1}, \qquad (5)$$

где a_0 — нормирующая функция; γ — коэффициент; i — порядковый номер показателя при ранжировании.

При $\gamma = 1/2$, например, уравнение (5) принимает вид [1]

$$m_i = (1/2)^{i-1}/[2(1 - 1/2^n)]. \quad (6)$$

Данный метод расчета коэффициента весомости имеет три существенных недостатка:

1) отсутствуют подходы к определению коэффициента γ, а результат оценки напрямую зависит от его значения;

2) m_i показателей изменяется пропорционально γ, т. е. относительное превосходство одного показателя по сравнению с другим не учитывается;

3) коэффициенты весомости быстро убывают даже при небольшом числе показателей, а весомости первого и последнего по рангу показателя могут отличаться в десятки раз. Так, при $n = 5$ коэффициенты весомости первого и пятого показателей, рассчитанные по формуле (6), отличаются в 16 раз, а при $n = 8$ — в 64 раза. Для устранения последнего недостатка Е. Ф. Титов в работе [2] предложил принять нормирующую функцию в виде $f(i) = [2^{(1-i)}i]^{1/2}$. Тогда коэффициент весомости определяется по следующей формуле:

$$m_i = f(i)/\sum_{i=1}^{n} f(i) = [2^{(1-i)}i]^{1/2}/\sum_{i=1}^{n}[2^{(1-i)}i]^{1/2}. \quad (7)$$

При применении формулы (7) коэффициенты весомости показателей отличаются друг от друга незначительно. Так, при $n = 5$ коэффициенты весомости первого и пятого показателей, определенные по формуле (7), отличались лишь в 1,8 раза, т. е. указанный недостаток устраняется. При применении формулы (7) вес первого и второго по рангу показателей получается одинаковым, что является существенным недостатком метода.

Формализация определения коэффициентов весомости не устраняет основной недостаток экспертного метода — субъективизм, а лишь упорядочивает процесс расчетов.

Метод параметрических регрессионных зависимостей для определения коэффициентов весомости применяется в тех случаях, когда количество объектов равное или превышает количество выбранных показателей качества. При этом первоначально записывают линейные зависимости комплексного показателя от выбранных показателей качества для соответствующего количества изделий. Эти зависимости составляют систему уравнений вида:

$$\left.\begin{array}{l} K_1 = a_1P_{11} + a_2P_{21} +, ..., + a_nP_{n1}; \\ K_2 = a_1P_{12} + a_2P_{22} +, ..., + a_nP_{n2}, \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ K_r = a_1P_{1r} + a_2P_{2r} +, ..., + a_nP_{nr} \end{array}\right\}, \quad (8)$$

где K_r — значение комплексного показателя качества j-го обраца продукции; r — количество образцов продукции; n — количество показателей качества; P_{nr} — значение i-го показателя качества j-го образца; a_i — коэффициент весомости i-го показателя качества.

Коэффициенты весомости a_i определяют методом наименьших квадратов из подобной системы уравнений как ее коэффициенты регрессии.

Метод применим только тогда, когда для сравниваемых объектов достоверно известно значение комплексного показателя качества, в качестве которого может быть принят какой-либо обобщающий критерий оценки данной группы изделий, например, производительность машины, стоимость единицы продукции, совокупные затраты за жизненный цикл и другое. Качество — это интегральный показатель, а названные обобщенные показатели характеризуют машину только с точки зрения экономичности. На практике, как правило, для сравниваемых объектов отсутствуют достоверные значения комплексных показателей качества, что ставит под сомнение применимость данного метода определения коэффициентов весомости на практике. Кроме того, часто количество выбранных показателей качества существенно превышает число объектов. В этом случае, даже если известны значения комплексных показателей качества, невозможно вычислить коэффициенты весов.

Метод эквивалентных соотношений применяется только в тех случаях, когда удается обосновать, какому относительному изменению количества продукции $(\zeta + \Delta\zeta/\zeta)$ эквивалентно (при условии неизменности общего эффекта от использования продукции) относительное изменение соответствующего показателя качества $(P_i + \Delta P_i)/P_i$. Иначе, следует знать, на сколько процентов можно уменьшить число единиц выпускаемой продукции для удовлетворения тех же потребностей при изменении данного показателя качества на один процент или на заданное значение. Коэффициенты весомости, определяемые методом эквивалентных соотношений, рассчитывают по формуле

$$m_i = \lg(1 + \Delta\zeta_i/\zeta_i)/\lg(1 + \Delta P_i/P_i). \quad (9)$$

Потребитель покупает столько единиц товара, сколько ему нужно и он не занимается расчетами, насколько относительное изменение количества товара эквивалентно относительному изменению соответствующего показателя качества товара. Объективно установить такие эквивалентные соотношения ввиду большого разнообразия условий использования товаров невозможно, поэтому данный метод определения коэффициентов весомости показателей качества не пригоден для практического применения.

Метод предельных и номинальных значений основан на использовании известных предельно допустимых значений показателей свойств продукции, определяющих требования к годной продукции или принадлежность ее к данной категории качества.

Параметр весомости показателя качества при комплексной оценке качества продукции по среднему

Таблица 1

Общий вид матрицы попарных сравнений для расчета коэффициента весов

	A_1	A_2	A_i	A_n	Оценки компонент собственного вектора по строке	Нормализация результата
A_1	1	w_1/w_2	w_1/w_i	w_1/w_n	$e_1 = \sqrt[n]{(w_1^n)/(w_1 w_2 \ldots w_i w_n)}$	$X_1 = e_1/\sum_{i=1}^{n} e_i$
A_2	w_2/w_1	1	w_2/w_i	w_2/w_n	$e_2 = \sqrt[n]{(w_2^n)/(w_1 w_2 \ldots w_i w_n)}$	$X_1 = e_2/\sum_{i=1}^{n} e_i$
A_i	w_i/w_1	w_i/w_2	1	w_i/w_n	$e_i = \sqrt[n]{(w_1^n)/(w_1 w_2 \ldots w_i w_n)}$	$X_1 = e_i/\sum_{i=1}^{n} e_i$
A_n	w_n/w_1	w_n/w_2	w_n/w_i	1	$e_n = \sqrt[n]{(w_n^n)/(w_1 w_2 \ldots w_i w_n)}$	$X_1 = e_n/\sum_{i=1}^{n} e_i$

взвешенному арифметическому показателю определяют по формуле

$$m_i = \frac{P_{i\max}}{P_{i\max} - P_{i\min}} : \sum_{i=1}^{n} \frac{P_{i\max}}{P_{i\max} - P_{i\min}}, \quad (10)$$

где $P_{i\max}$ и $P_{i\min}$ — максимальное и минимальное значения i-го показателя качества среди принятых к оценке объектов.

Достоинствами метода являются отсутствие влияния субъективных факторов, формализованность задачи определения коэффициентов весомости, известность применяемых в расчете данных.

Метод имеет принципиальный недостаток, который делает его непригодным для решения задачи определения коэффициентов весомости. Данный метод абсолютно безразличен к рангу показателей, коэффициент весомости зависит только от разности $P_{i\max} - P_{i\min}$, чем он меньше у показателя, тем у него весомость больше. Разность $P_{i\max} - P_{i\min}$ зависит от выбора объектов оценки, следовательно, коэффициенты весомости определяются объектами, а не значимостью выбранных показателей качества друг относительно друга. Весомость показателя качества не должна зависеть от того, какие объекты приняты для оценки. Метод входит в противоречие с конечной целью оценки коэффициентов весомости — выявления рангов показателей, следовательно, он не пригоден для определения весомости показателей качества.

Метод анализа иерархий (МАИ) [3] в отличие от описанных выше учитывает многокритериальность и неопределенность задачи, позволяет осуществлять выбор решения из множества альтернатив различного типа на основании критериев, выражающихся как количественными, так и качественными характеристиками. Метод состоит в иерархической декомпозиции системы на более простые составляющие и дальнейшей обработке последовательности суждений лицом, принимающим решение, по парным сравнениям. При этом критерии оценки экспертов формализованы и не требуют применения дополнительных вычислительных процедур. Под иерархией здесь понимается многоуровневая система, состоящая из элементов и альтернатив, объединенных в связанные подгруппы. На самом верхнем уровне иерархии располагается целевая функция, далее промежуточные уровни — элементы иерархии (показатели).

Комплексные групповые показатели неравномерно влияют на уровень качества изделия. Для установления приоритетов отдельных факторов в МАИ сформирована матрица попарных сравнений (табл. 1). Порядок матрицы определяется числом групп показателей. В табл. 1 $A_1, A_2, \ldots, A_n$ — группы показателей качества изделия; $w_1, w_2, \ldots, w_n$ — соответственно их веса.

Для перевода качественной информации в числа в МАИ используется вербально-числовая шкала отношений (табл. 2), содержащая численные значения с соответствующими обоснованиями данных градаций. Шкала отношений позволяет ставить в соответствие степеням определенные числа (предпочтения одного показателя по сравнению с другим). Попарные сравнения показателей качества ведутся в терминах доминирования одного показателя относительно другого, какой из них наиболее значим с точки зрения эксперта. Сравнивая две группы показателей по степени их влияния на уровень качества, эксперт в соответствии с данными табл. 2 ставит целые числа от 1 до 9 или обратные значения этих чисел. В МАИ по соглашению сравнивается относительная важность левых элементов матрицы с элементами наверху. Если при сравнении одного фактора i с другим j полу-

Таблица 2

Шкала отношений, применяемая в МАИ

Степень значимости	Качественный критерий оценки	Комментарии
1	Одинаковая значимость	Два действия вносят одинаковый вклад в достижение цели
3	Некоторое преобладание значимости одного действия по сравнению с другим	Существуют соображения в пользу предпочтения одного из действий, однако эти соображения недостаточно убедительны
5	Существенная или сильная значимость	Имеются надежные данные или логические суждения для того, чтобы показать предпочтительность
7	Очевидная или очень сильная значимость	Убедительное свидетельство в пользу одного действия по сравнению с другим
9	Абсолютная значимость	Свидетельство в пользу предпочтения одного действия другому в высшей степени убедительности
2, 4, 6, 8	Промежуточные значения между соседними суждениями	Ситуация, когда необходимо компромиссное решение

Таблица 3

Результаты оценки качества зимних шин размерности 175/65 Р14

Показатель	Весовые коэффициенты экспертов	1. Matador MP-56, Омск-шина	2. Medeo Ярослав-шина	3. Nordmaster, St228 B, Амтел	4. Tunga Master C-142, Сибур	5. Fortio WN-01 K-266, Киров	6. Nordmaster, K-239, Киров	7. Taganka Snowattac M-297, Москва	8. Кама-516, Нижнекамск-шина
1. Уровень внешнего шума, дБ		82,5	80,4	76,0	80,7	77,8	77,4	79,5	77,7
Итого по группе	0,10	0	0,025	0,079	0,022	0,057	0,057	0,062	0,058
2. Сопротивление качению:									
2.1. Выбег со скорости 130 км/ч	0,03	2484	2126	2183	2305	2267	2228	2459	2034
2.2. Время разгона на асфальте (60—120 км/ч), с	0,02	23,5	24,3	23,9	22,9	23,1	23,5	22,8	23,4
Итого по группе	0,05	0,516	0,428	0,447	0,493	0,481	0,464	0,526	0,428
3. Лед									
3.1. Тормозной путь, м	0,15	69,8	84,2	81,6	70,3	82,9	76,9	78,4	76,2
3.2. Время разгона (5—35 км/ч), с	0,10	8,4	9,2	8,7	7,7	10,1	8,9	8,7	9,8
3.3. Время прохождения "змейки", с	0,10	50,3	49,9	52,8	50,9	55,2	52,8	53,7	52,6
Итого по группе	0,35	0,149	0,069	0,088	0,180	0,004	0,092	0,094	0,051
4. Снег									
4.1. Тормозной путь, м	0,10	39,9	37,9	36,9	40,1	37,1	39,1	37,7	38,5
4.2. Стабильность движения по трассе, баллы	0,05	7	8	9	7	10	9	8	8
4.3. Время разгона (5—35 км/ч), с	0,05	5,0	4,9	4,7	5,4	5,3	5,2	5,3	5,8
Итого по группе	0,20	0,0386	0,452	0,518	0,367	0,541	0,374	0,436	0,410
5. Проходимость на снегу, баллы		10	10	8	6	9	8	7	5
Итого по группе	0,15	1,0	1,0	0,8	0,6	0,9	0,8	0,7	0,5
6. Кольцевая трасса (снег + лед)									
6.1. Надежность управления на трассе, баллы	0,05	9	10	8	9	8	7	7	6
6.2. Время прохождения извилистой трассы, с	0,10	104,7	102,1	105,4	105,7	106,6	107,6	106,4	107,9
Итого по группе	0,15	0,465	0,527	0,412	0,460	0,406	0,351	0,352	0,300
Цена шины, руб.	—	1400	1470	1400	1000	1500	1450	1225	1200

чено $a(j, i) = b$, то при сравнении второго фактора с первым получаем $a(ij) = 1/b$.

Матрица парных сравнений характеризуется свойством обратной симметрии. Отличительной особенностью этой матрицы, а также системы оценки в целом является устойчивость и гибкость. Малые изменения и добавления дополнительных элементов не разрушают характеристик иерархического представления, т. е. при удалении или добавлении иерархических ветвей приоритеты альтернатив не претерпевают качественных изменений. Малые изменения значений показателей приводят к незначительным изменениям количественных показателей приоритетов альтернатив, что показывает устойчивость метода.

Оценка компонент собственного вектора e_i матрицы попарных сравнений определяется по формуле

$$e_i = \sqrt[n]{\frac{w_i}{w_1}\frac{w_i}{w_2}, \ldots, \frac{w_i}{w_n}}. \qquad (11)$$

Коэффициент весомости i-й группы показателей определяется по формуле

$$X_1 = e_1 / \sum_{i=1}^{n} e_i. \qquad (12)$$

Точность определения уровня качества изделий в существенной степени определяется достоверностью коэффициентов весомости. Для оценки степени согласованности коэффициентов весомости в МАИ рассчитывали максимальное собственное значение, индекс согласованности и отношение согласованности. Значение отношения согласованности, меньшее или равное 0,10, считается приемлемым. В этом случае суждения экспертов считаются согласованными.

Расчетный эксперимент. Влияние метода определения коэффициентов весомости на результат оценки качества изделий рассмотрим на примере оценки восьми моделей зимних шин размерности 175/65 Р14 (табл. 3). Шины подверглись натурным испытаниям 5 экспертами журнала "Авторевю" на Дмитровском автополигоне [4]. Проанализируем результаты оценки экспертов путем сравнения с результатами расчета, полученными при применении различных методов оценки весов показателей качества. В расчетном эксперименте применялись результаты определения коэффициентов весомости по пяти методам: 1) экспертный, использованный специалистами журнала "Авторевю" [4]; 2) экспертный с применением нормирующей функции по формуле (6); 3) экспертный с применением нормирующей функции по формуле (7); 4) предельных и номинальных значений по формуле (10); 5) анализа иерархий по формуле (12).

При оценке эксперты 12 показателей качества шин разделили на 6 групп и каждому из них присвоили весомость (табл. 3). Результаты натурных испытаний шин были переведены в баллы по десятибалльной шкале. Победитель определялся по сумме баллов, полученных сложением произведений показателя в баллах и весомости. Такой подход вводит в оценку дважды субъективную ошибку: во-первых, конкретно измеренные величины субъективно переводят в баллы, во-вторых, эксперты субъективно присваивают коэффициенты весомости показателям. Все это в совокупности приводит к снижению достоверности оценки качества изделий.

Коэффициенты весомости групп показателей качества, установленные по вышеприведенным пяти методам, как по рангу, так и по значениям существенно отличаются (табл. 4). При расчете коэффициентов весомости по формулам (6) и (7) ранг показателей прини-

Таблица 4

Коэффициенты весомости/ранги групп показателей качества шин

Группы показателей качества	1. Экспертный [4]	Расчетные методы определения коэффициентов весомости			
		2. По формуле (6)	3. По формуле (7)	4. По формуле (10)	5. По формуле (12)
1. Уровень внешнего шума	0,10/5	0,031/5	0,122/5	0,067/6	0,062/5
2. Сопротивление качению	0,05/6	0,016/6	0,095/6	0,362/1	0,038/6
3. Лед	0,35/1	0,507/1	0,219/1—2	0,069/5	0,405/1
4. Снег	0,20/2	0,254/2	0,219/1—2	0,210/2	0,276/2
5. Проходимость на снегу	0,15/3—4	0,127/3	0,190/3	0,135/4	0,097/4
6. Кольцевая трасса	0,15/3—4	0,063/4	0,155/4	0,157/3	0,122/3
Отношение весомостей наиболее и наименее значимых показателей	7	32	2	5	10

Таблица 5

Матрица попарных сравнений групп показателей качества шин по МАИ

Группы показателей качества	1. Уровень внешнего шума	2. Сопротивление качению	3. Лед	4. Снег	5. Проходимость на снегу	6. Кольцевая трасса
1. Уровень внешнего шума	1	3/1	1/6	1/5	1/3	1/2
2. Сопротивление качению	1/3	1	1/7	1/6	1/2	1/3
3. Лед	6/1	7/1	1	2/1	4/1	4/1
4. Снег	5/1	6/1	1/2	1	3/1	3/1
5. Проходимость на снегу	3/1	2/1	1/4	1/3	1	1/2
6. Кольцевая трасса	2/1	3/1	1/4	1/3	2/1	1

Таблица 6

Коэффициенты качества и ранги сравниваемых шин

Метод определения коэффициентов весов	№ 1*	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
1. Экспертный [4]	8,7	8,3	8,2	8,2	7,9	7,8	7,9	7,1
2. По формуле (6)	1 0,338 1	2 0,314 2	3—4 0,313 3	3—4 0,298 4	5 0,289 5	6 0,275 7	7 0,279 6	8 0,222 8
3. По формуле (7)	0,429 1	0,428 2	0,399 4	0,354 7	0,406 3	0,360 5	0,358 6	0,290 8
4. По формуле (10)	0,486 1	0,475 3	0,455 4	0,4521 6	0,476 2	0,419 7	0,439 5	0,364 8
5. По формуле (12)	0,340 1	0,332 2	0,328 3	0,309 4	0,308 5	0,292 6	0,291 7	0,239 8

* Номера шин соответствуют номерам, приведенным в табл. 3.

мался как у экспертов журн. "Авторевю". Для применения формулы (10) сначала по методу профилей в работе [5] были определены групповые показатели качества (см. табл. 3), а затем по групповым показателям устанавливались минимальные и максимальные значения среди сравниваемых шин.

Результаты попарных сравнений показателей качества по данным МАИ приведены в табл. 5. С использованием этих данных по формулам (11)—(12) были рассчитаны коэффициенты весомости групп показателей качества. В дальнейшем по полученным значениям коэффициентов весомости и групповым показателям качества как средневзвешенная были рассчитаны интегральные коэффициенты качества сравниваемых шин (табл. 6).

Результаты расчета показывают, что ранги шин, полученные с использованием коэффициентов весомости по данным МАИ, полностью совпадают с рангами, установленными экспертами на основе испытаний шин на полигоне. Применение других методов расчета коэффициентов весомости привело к существенному отклонению результатов от результатов, полученных экспертами. Причиной этому является несовершенство методов расчета коэффициентов весомости.

В табл. 4 приведены отношения максимальных и минимальных значений коэффициентов весомости, полученные по разным методам. Данное отношение изменяется в пределах от 2 до 32 раз, что указывает на наличие существенных различий в приведенных методах оценки весомости. Особо "дефектным" среди сравниваемых является метод предельных и номинальных значений. При применении данного метода менее значимый по остальным четырем методам показатель "сопротивление качению" оказался самым весомым, а самый весомый по другим методам показатель "лед" занял предпоследнее место. Это произошло по той причине, что сопротивление качению у всех шин практически одинаково, т. е. разность $P_{i\max} - P_{i\min}$ мала, а разброс результатов движения по льду довольно большой. Для шипованных зимних шин наиболее значимы результаты, показанные именно на льду, что в методе предельных и номинальных значений никак не учитывается. Методы, базирующиеся с использованием формул (6) и (7), неверно расставляют соотношения между сравниваемыми показателями. Формула (6) дает слишком большую разницу между наиболее и наименее значимыми показателями, а формула (7) — слишком незначительную. Эта разница определяется

числом показателей и видом нормирующей функции, а не в терминах доминирования одного показателя над другим. У лица, принимающего решение, имеется реальная возможность, подбирая значение коэффициента γ, получить "желаемый" результат оценки качества объектов.

Среди рассматриваемых методов наиболее целесообразным для практического применения являются данные МАИ, согласно которым весомости показателей назначаются не прямым волевым методом, а на основе парных сравнений. При этом остается неопределенным (интуитивным) выбор степени превосходства одного показателя над другим. Однако творческое использование рекомендованной Саати Т. шкалы отношений [3] способствует минимизации ошибки определения коэффициентов весомости. Расчетный эксперимент доказал эффективность применения данных МАИ для решения многокритериальных задач оценки качества изделий.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Достоверность сравнительной оценки качества изделий определяется методом, использованным для расчета коэффициентов весомости.

2. Для определения коэффициентов весомости показателей качества наиболее целесообразным является применение метода анализа иерархий.

3. Метод предельных и номинальных значений, а также методы, базирующиеся на обработке ранжированных экспертами показателей с применением нормирующих функций, не рекомендуются для оценки коэффициентов весомости показателей качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Философа, Т. Г.** Конкуренция и конкурентоспособность [Текст] / Т. Г. Философа, В. А. Быков. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2007. — 271 с.
2. **Титов, Е. Ф.** О методах определения технического уровня АТС, их агрегатов и узлов [Текст] / Е. Ф. Титов // Автомобильная промышленность. — 2000. № 1. — С. 27.
3. **Саати, Т.** Принятие решения. Метод анализа иерархий [Текст] / Т. Саати. — М.: Радио и связь, 1989. — 316 с.
4. **Расстегаев, О.** Следы качества [Текст] / О. Расстегаев, А. Диваков, А. Мохов и др. // Авторевю. — 2005, № 20. — С. 52—59.
5. **Фасхиев, Х. А.** Методика оценки качества автомобилей [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. В. Крахмалева. Маркетинг в России и за рубежом. — 2005, № 4. — С. 86—100.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"
представляет

Дунаев П.Ф., Леликов О.П. **Детали машин. Курсовое проектирование:** учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования: 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 560 с.: ил. ISBN 5-217-03253-7. Цена 363 р. (с НДС)

Изложена методика расчета и конструирования узлов и деталей машин общепромышленного применения. Приведены методические указания по выполнению чертежей типовых деталей машин, правила оформления учебной конструкторской документации.

В пятом издании (4-е изд. 2003 г.) приведены изменения, внесенные в ГОСТ 2.309–73 на обозначения шероховатостей поверхностей и правил их нанесения на чертеж, а также выдержки из вновь вводимых стандартов на общие допуски размеров (ГОСТ 30893.1–2002) и общие допуски формы и расположения поверхностей (ГОСТ 30893.2–2002).

Для студентов машиностроительных специальностей учреждений среднего профессионального образования всех форм обучения, полезно студентам высших учебных заведений.

Заявки на книгу направляйте в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; 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: (495) 269-66-00, 269-52-98.

В. Н. Козловский,
Р. А. Малеев,
кандидаты техн. наук

Модель системы управления качеством проектирования и производства электромеханического усилителя рулевого управления

Представлена структура предлагаемой авторами системы управления качеством проектирования производства и технического обслуживания основного элемента электромеханического усилителя рулевого управления — электромеханического преобразователя постоянного тока

Определяющим направлением развития автомобилестроения на всех его этапах является повышение комфортности, управляемости, безопасности автомобилей. С развитием электронных систем управления у разработчиков и производителей автомобильных компонентов появилась возможность для улучшения этих показателей как у вновь разрабатываемых, так и уже выпускаемых моделей автомобилей. Примером такой работы является активное внедрение на отечественных и иностранных автомобилях систем электромеханического усилителя рулевого управления (ЭМУР). Действительно, если сравнивать ЭМУР с аналогами, выполненными на основе гидравлических или пневматических систем, то очевидно, что ЭМУР с точки зрения технологичности, себестоимости изготовления, а также потребительских свойств имеют определенные преимущества. Однако сложность алгоритма управления усилителя, наличие в его составе электромеханического преобразователя (ЭП) не всегда обеспечивают достаточную надежность работы. Во многих случаях стабильность работы электроусилителя определяется качеством ЭП.

Надежность любого устройства закладывается еще на стадии проектирования, обеспечивается производством и поддерживается техническим обслуживанием в эксплуатации. Важнейшим показателем надежности продукции является ее качество. Обеспечение высокого качества процессов проектирования, производства и технического обслуживания является гарантией требуемой надежности в пределах заданного временного интервала эксплуатации устройства.

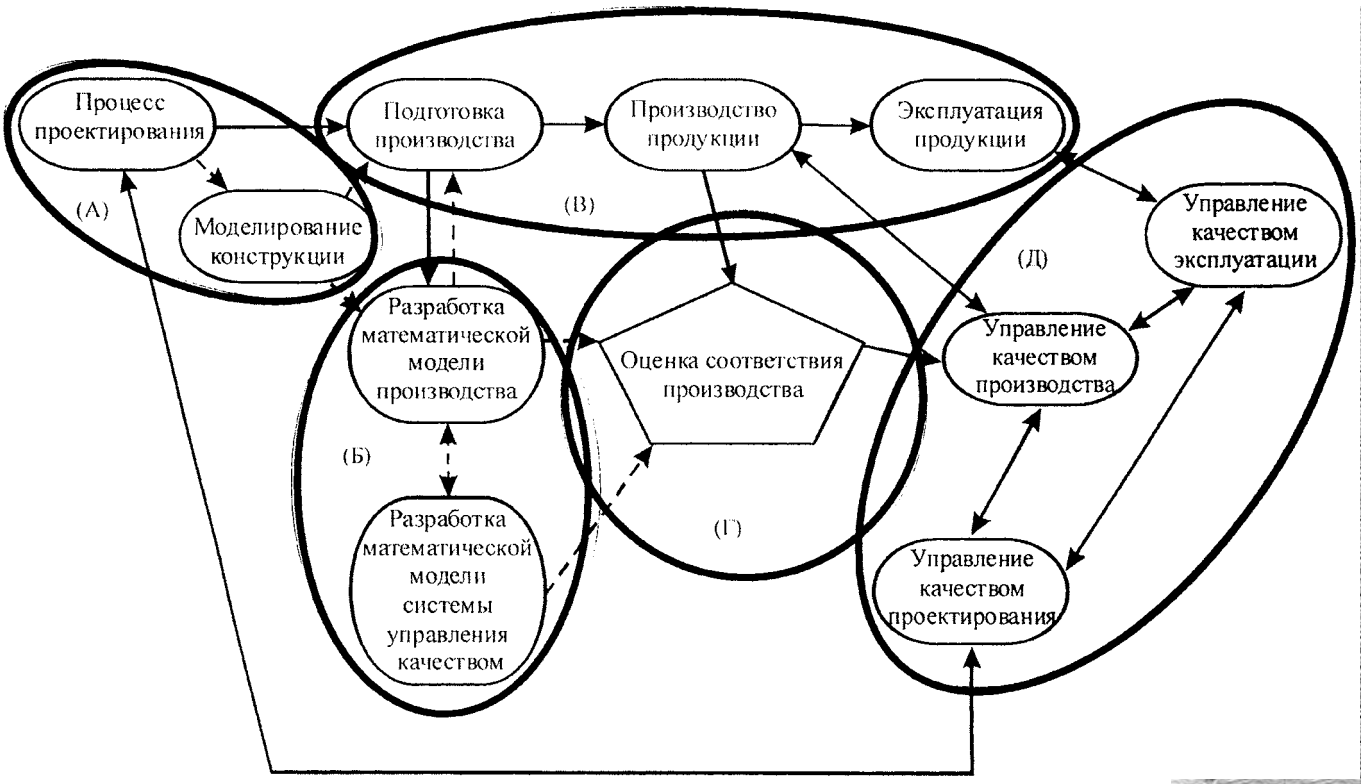
Сегодня обязательным условием высокого качества процессов жизненного цикла продукции должно стать внедрение на этих этапах гибких систем управления качеством, базирующихся на математических и имитационных моделях процессов и устройств.

На рисунке представлена структура предлагаемой авторами системы управления качеством проектирования, производства и технического обслуживания основного элемента ЭМУР — электромеханического преобразователя постоянного тока.

Предложенная структура системы управления качеством базируется на моделях: ЭП электромеханического усилителя рулевого управления, имитационной модели производства ЭП, имитационной модели системы управления качеством проектирования и производства ЭП.

В качестве ЭП рассматривается: двигатель постоянного тока, который наиболее широко используется в настоящее время в конструкциях ЭМУР.

На этапе проектирования (модуль А) производится математическое моделирование разрабатываемого электромеханического преобразователя ЭМУР. Здесь в качестве входных параметров рассматриваются конструктивные размеры преобразователя, при этом учитываются и свойства материалов, из которых он изготавливается. В качестве выходных параметров модели выступают технические характеристики ЭП ЭМУР (характеристика холостого хода, электромеханические характеристики). Преобразование входов модели в выходы осуществляется на основе методики расчета электромеханического преобразователя. Положительные результаты моделирования (соответствие технических характеристик требованиям нормативной документации) дают основание для перехода к модулю Б. Отрицательные результаты (несоответствие технических характеристик) вызывают необходимость проведения корректировок и оптимизаций конструкции



Структура модели системы управления качеством ЭП ЭМУР

ЭМУР для достижения требуемых параметров выхода модели.

В модуле Б на базе математической модели ЭП усилителя, производится выбор группы ключевых параметров преобразователя, в состав которой входят размеры активной зоны, наиболее существенно влияющие на стабильность технических характеристик ЭМУР. Для решения этой задачи используется автоматизированная, математическая программа расчета коэффициентов влияния, построенная на основе методики расчета коэффициентов влияния, теории точности электрических машин. Программа выполнена применительно к анализируемой конструкции ЭМУР. Выбор ключевых параметров позволяет сфокусировать внимание разработчика на возможных, наиболее существенных отклонениях технических характеристик ЭП при учете погрешностей изготовления ключевой группы входных параметров. С этой целью в модуле Б производится разработка модели процесса производства ЭП ЭМУР.

Модель процесса производства электромеханического преобразователя ЭМУР — это инструмент прогнозирования стабильности технических характеристик устройства. Здесь на входе — уточненная группа параметров, включающая ключевые размеры. Перед запуском модели устанавливается количественное значение объема выпускаемой продукции. В модели учитываются разбросы ключевой группы параметров из-за технологических погрешностей изготовления. Для этого введены генераторы случайных чисел, реализующие требуемый закон распределения вероятностей. Выходные параметры модели — это гистограммы разбросов технических характеристик ЭП ЭМУР. Преобразование входного параметра в выходной осуществляется на основе методики расчета ЭП постоянного тока.

Следующим этапом работы модуля Б является разработка имитационной модели системы управления качеством производства ЭП ЭМУР. Здесь прогнозируются количественные значения показателей точности, настроенности и стабильности технологического процесса изготовления выделенной группы ключевых размерных параметров, выбираются границы стабильного технологического процесса производства, рассчитываются индивидуальные значения показателей качества по каждому единичному ключевому параметру и обобщенный критерий качества [3].

Управление качеством этапами жизненного цикла продукции (модуль В) осуществ-

ляется отдельно выделенной системой (модуль Д) на основе информации, получаемой моделированием с учетом возможных корректировок при изменениях, проведенных в процессе подготовки производства.

В период эксплуатации любого сложного технического устройства, в том числе и ЭМУР, информация об отказах и их причинах должна образовывать статистические базы данных, работа с которыми позволяет объективно оценивать надежность устройства. На данном этапе так же, как и на предыдущих, при наличии отклонений в работе устройства от требований нормативной документации, должна быть обеспечена возможность корректировки и оптимизации конструкторских решений, направленная в первую очередь на повышение качества и надежности работы систем.

Таким образом, на каждом этапе, начиная с разработки и заканчивая эксплуатацией, обеспечивается возможность оптимизации конструкции ЭМУР, постоянного улучшения качества устройства, на основе математических программ, имитационных моделей, информации из процессов подготовки производства, собственно производства и эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Балагуров, В. А.** Электрические машины с постоянными магнитами. [Текст] / В. А. Балагуров, Ф. Ф. Галтеев, А. Н. Ларионов. — М.: Энергия, 1964.
2. **Годлевский, В. Е.** Система менеджмента качества. Учеб. пособ. [Текст] / В. Е. Годлевский, Г. Н. Изюменко, О. М. Карпилова. — Самара, 2001. — 132 с.
3. **Козловский, В. Н.** Управление качеством и надежностью автомобильного генератора. Учеб. пособ. [Текст] / В. Н. Козловский, А. Д. Немцев. — Тольятти, 2005. — 132 с.
4. **Юнак, Г. Л.** Методические материалы. Планирование и применение FMEA конструкции, технологии и оборудования на ОАО "АВТОВАЗ". [Текст] / Г. Л. Юнак, В. Е. Годлевский, Г. В. Иванов. Самара, 2005. — 176 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"
представляет

Комбалов В.С. **Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов:**
справочник / под ред. К.В. Фролова, Е.А. Марченко. – М.: Машиностроение, 2008. – 384 с.: ил.
ISBN: 978-5-217-03370-6. Цена 407 р. (с НДС)

Рассмотрены схемы и технические характеристики отечественных и зарубежных установок, машин и стендов, предназначенных для триботехнических испытаний конструкционных и смазочных материалов в различных условиях, а также специальные средства для определения параметров испытаний, необходимых для расчетной оценки процессов трения и изнашивания при выборе пар трения и условий их смазывания. Приведены различные методы испытаний, в том числе в вакууме и в контролируемых газовых средах. При этом широко представлена нормативно-техническая документация по испытаниям на трение и износ.

Для широкого круга конструкторов и специалистов, занимающихся вопросами трения, износа и смазки в различных областях промышленности, может быть полезен студентам и преподавателям высших учебных заведений при проведении исследований на лабораторных установках и стендах.

Заявки на книгу направляйте в отдел реализации по факсу: (495) 269-48-97; 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: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Региональная политика частно-государственного партнерства развития российского автопрома

(по итогам Первого Московского международного форума "Развитие производства автокомпонентов в России")

Какова стратегия развития российского автопрома?
Как формируются автомобильные кластеры в регионах?
Каковы потенциальные возможности и инвестиционная привлекательность инновационных компаний в промышленных регионах?
Насколько эффективны создаваемые свободные экономические зоны в регионах России?

Эти и другие вопросы, в значительной степени определяющие развитие производства автомобильной техники и автокомпонентов в России, были в центре внимания первого Московского международного форума "Развитие производства автокомпонентов в России", который прошел в феврале с. г. в рамках Деловой программы второго Международного автомеханического салона—2008 в МВЦ "Крокус-Экспо".

В работе форума приняли активное участие руководители органов исполнительной власти и администраций ряда промышленных регионов: Санкт-Петербурга, Самарской, Нижегородской и Липецкой областей, Удмуртской Республики.

С докладом **"Концепция формирования кластера автокомпонентов в Санкт-Петербурге"** выступил заместитель исполнительного директора региональной Ассоциации производителей автокомпонентов (СПбАПАК). Докладчик отметил, что в регионе уже работают заводы компаний Ford и Toyota. К строительству своих заводов в городе приступают крупнейшие мировые автоконцерны, такие как Nissan, General Motors, Suzuki и Hyndai, в связи с чем о Санкт-Петербурге стали говорить, как о новом "российском Детройте". Первые автомобили сойдут с конвейеров новых заводов уже в 2009 г., а к 2012 г. в городе будет производиться от 800 тыс. до 1 млн автомобилей в год.

Для решения проблем производителей автокомпонентов в петербургском регионе в апреле 2007 г. по инициативе ряда ведущих петербургских предприятий — производителей автомобильных комплектующих (в том числе группы "Аэрокосмическое оборудование"), при активном содействии Союза промышленников и предпринимателей (работодателей) Санкт-Петербурга и поддержке администрации города была создана Санкт-Петербургская ассоциация производителей автокомпонентов (СПбАПАК). В настоящее время в ее составе более 60 предприятий и организаций Санкт-Петербурга и других городов России, а также ряд иностранных фирм.

Ассоциацией создан целевой фонд поддержки инвестиционных проектов в сфере производства автокомпонентов с первоначальным капиталом в размере 1,3 млрд руб. В 2008 г. размер фонда планируется увеличить до 10 млрд руб. (около 300 млн евро).

В целях реализации кластера проводятся работы по созданию управляющей компании кластера в виде совместного предприятия с участием имеющего опыт управления кластером стратегического европейского партнера. Согласно произведенных компанией AGIPLAN предварительных расчетов объем инвестиций в новые здания и сооружения кластера составит от 270—340 млн евро. Объем инвестиций в инфраструктуру индустриальных парков составит 35—45 млн евро. Кроме того, для приобретения промышленного оборудования по экспертным оценкам объем вложений в него участниками кластера может составить 620—740 млн евро. Таким образом, общий объем инвестиций в проект создания кластера оценивается 1,3—1,5 млрд евро.

Докладчик привел также другие технико-экономические показатели проекта. Среди них такой: общий объем продукции в санкт-петербургском кластере производителей автокомпонентов к 2012 г. (из расчета годового производства около 1 млн автомобилей при средней себестоимости одного автомобиля около 12 тыс. евро и уровне локализации производства автокомпонентов в кластере до 30 %) составит около 3,6 млрд. евро. Таким образом, по самым пессимистическим прогнозам период окупаемости данного инвестиционного проекта не более 8—10 лет.

Запланированы следующие сроки реализации проекта:

завершение разработки мастер-плана — конец I квартала 2008 г.;

проектные работы — конец I квартала 2009 г.;

строительство центрального технопарка — 1-я очередь — I квартал 2010 г.;

завершение строительства — конец 1-го полугодия 2011 г.;

выпуск первой продукции — середина 2010 г.;

выход на проектную мощность — конец 2012 г.

Представленный на форуме доклад **"Создание Тольяттинского промышленно-технологического парка как прорывное направление развития автомобильного кластера Самарской области"** посвящен пути объединения усилий власти и бизнеса в решении масштабной модернизации существующих производств региона, в котором автомобилестроение является одной из системообразующих отраслей экономики. Давая характеристику автомобильного кластера, докладчик отметил, что в нем сконцентрировано около 40 % производства, 40 % занятых, 65 % основных фондов промышленности. Более 300 предприятий области поставляют продукцию для крупнейшего автопроизводителя России, действующего на территории области, в Тольятти, — ОАО "АВТОВАЗ". В Самарской области сегодня выпускается 60 % отечественных легковых автомобилей. В планах АВТОВАЗа — к 2015 г. довести объемы годового выпуска автомобилей до 1,5 млн шт.

Правительством Самарской области совместно с бизнес-сообществом (в первую очередь с ОАО "АВТОВАЗ") принято стратегическое решение о создании Тольяттинского промышленно-технологического парка (ПТП), в который должны войти следующие структуры: парк технологий, парк поставщиков высокотехнологичных автокомпонентов, центр промышленного дизайна, инженерно-производственный центр "LADA-Sport" и инновационный бизнес-инкубатор.

Правительством Самарской области в настоящее время организована работа по подготовке областной целевой программы "Развитие Тольяттинского промышленно-технологического парка на 2008—2015 годы". Программа разрабатывается для определения форм, методов и алгоритмов государственной поддержки создания и функционирования Тольяттинского промышленно-технологического парка, привлечения инвесторов, выработки инструментов стимулирования высокотехнологичных производств. Программой будут определены объемы софинансирования проекта из различных источников — средства частных инвесторов, средства бюджетов разных уровней.

Разработка и реализация проекта требуют значительных финансовых ресурсов. Общий объем инвестиций из различных источников по оценкам разработчиков превысит 10 млрд долл.

На основе механизма частно-государственного партнерства будут активно привлекаться средства частных инвесторов, крупнейших российских компаний. Предполагаемый объем государственных средств составит около 20 млрд руб.

За счет средств областного и местного бюджетов предполагается финансирование мероприятий по созданию и развитию коммунальной инфраструктуры промышленно-технологического парка — землеустроительные работы, проектирование и строительство объектов:

инженерных сетей до границы землеотвода парка,

коммунальных сетей общего пользования на территории парка,

муниципальных автодорог, объектов инфраструктуры пассажирского транспорта, муниципальных объектов социальной сферы (кроме коммерческих объектов).

Федеральные финансовые источники будут максимально привлекаться в соответствии с возможностями, которые дает действующее законодательство.

Государственная поддержка проекта федерального уровня возможна за счет средств Инвестиционного фонда Российской Федерации, в том числе в части финансирования региональных проектов.

Предполагается также привлечение средств через ведомственные программы и проекты — "Создание в Российской Федерации технопарков в сфере высоких технологий", "Создание инфраструктуры поддержки малого бизнеса", "Создание центров развития дизайна", "Создание автотранспортных средств нового поколения, работающих на альтернативных видах топлива" и другие.

Соответствующие предложения готовятся Правительством Самарской области совместно с Минпромэнерго РФ и Минэкономразвития РФ.

В целях оперативного управления разработкой и реализацией проекта создается ОАО "Тольяттинский промышленно-технологический парк" с уставным капиталом 100 млн руб. В состав учредителей вошли Правительство Самарской области, мэрия городского округа Тольятти, ОАО "АВТОВАЗ", ЗАО АКБ "Новикомбанк".

Правительством Самарской области совместно с ОАО "АВТОВАЗ", мэрией г. Тольятти ведется работа по оформлению необходимых документов на земельные участки для размещения парка, разрабатывается схема застройки земельных участков.

Еще один регион, который выбрал приоритетной стратегию развития до 2020 г. автомобильной отрасли, на форуме был представлен докладом **"Перспективы развития автомобильной промышленности Нижегородской области"**. С целью определения основных принципов и направлений совершенствования автомобилестроения в регионе Правительством области разработана и принята "Программа развития автомобильной промышленности и производства автокомпонентов в Нижегородской области на 2007—2010 годы", которая является частью программы развития всей промышленности региона.

Основной целью подпрограммы является:

- повышение качества, технического уровня и конкурентоспособности выпускаемых автомобилей за счет применения современных высококачественных автокомпонентов;
- привлечение к сотрудничеству и использование достижений и научно-технического потенциала ведущих мировых производителей автомобильных компонентов;
- создание совместно с ведущими мировыми фирмами современных, технологически и экономически высокоэффективных производств автомобильных компонентов для автомобильной промышленности РФ.

Минимальный объем инвестиций согласно программе в экономику региона до 2010 г. только по действующим производствам должен составить не менее 1 млрд 300 млн евро. Сюда входят и инвестиции на модернизацию модельного ряда и разработку новых моделей автомобилей, модернизацию и создание новых двигателей, организацию производства комплектующих и т. д.

Одной из форм реализации идей, заложенных в программу развития автомобилестроения является создание в регионе автомобильного кластера, который обеспечит конкурентоспособность автомобильной промышленности Нижегородской области.

Инвестиционный совет при губернаторе Нижегородской области на заседании 14 ноября 2007 г. принял решение о предоставлении Министерству инвестиционной политики Нижегородской области двух земельных участков в районе г. Дзержинск для создания кластера. Площадь первого земельного участка, в районе грузового двора ГЖД в Дзержинске составляет 2,58 млн м^2, второго, расположенного с восточной стороны автодороги на Балахну, — 2,23 млн м^2. В процессе оформления земельных участков будет создаваться проект планировки и деления территории кластера. Кроме того, для подведения коммуникаций к объектам будет выделено по 900 млн руб. на каждый земельный участок. Эти средства будут направлены на строительство железнодорожных путей, транспортной развязки, тепло- и энергоснабжение территорий.

Правительство региона ведет переговоры с резидентами будущего кластера. Планируется, что резидентами кластера станут как действующие предприятия, так и вновь создаваемые на территории области.

Докладчик подробно остановился на перспективных инновационных проектах в автомобилестроении Нижегородской области.

Среди них следующие.

"Группа ГАЗ" планирует вложить около 100 млн евро в создание производства новых легковых автомобилей. Выпуск первых автомобилей "GAZ Siber" на ОАО "ГАЗ" запланирован на 28 марта 2008 г. В перспективе ежегодный объем производства планируется довести до 65 тыс машин. Ведется совместная работа с английской компанией "LDV Holdings" по организации производства легких коммерческих автомобилей "Maxus". Инвестиции составят 90 млн евро. Производство автомобилей начнется в 2009 г. Проектная мощность производства — 50 тыс. автомобилей в год. Завершена подготовка производственной площадки на Павловском автобусном заводе в рамках совместного проекта с бразильской компанией "Marcopolo" по производству автобусов "Real". Производственные мощности по выпуску нового автобуса составят около 1 тыс. машин в год.

"Группа ГАЗ", "Русские машины", "Magna International" 18 ноября 2006 г. в Москве подписали меморандум о стратегическом партнерстве в организации производства и логистики автомобильных узлов и компонентов. Проект позволит изготовлять высококачественные лицевые панели и их компоненты (буфер, головная светотехника, приборные панели, панели дверей и крыши, комплекты сидений). Первая продукция поступит потребителям в середине 2008 г. Инвестиции составят 30 млн евро, мощность предприятия более 100 тыс. комплектов в год. В целом же "Группа ГАЗ", штаб-квартира которой с октября 2007 г. находится в Нижнем Новгороде, до 2011 г. планирует инвестировать в предприятия холдинга около 831 млн евро.

Планируется организация производства дизелей марки "ISUZU", предназначенных для использования на автобусах и грузовых автомобилях средней грузоподъемности. Объем инвестиций по проекту составляет около 325 млн евро.

Группа компаний "КОМ" производит коробки отбора мощности для автомобилей КАМАЗ, ЗИЛ, ГАЗ, МАЗ, УРАЛ, КрАЗ, а также изготовляет опытные образцы коробок отбора мощности для установки на шасси других автомобилей, в том числе импортного производства.

В рамках развития компании в г. Богородск Нижегородской области ведется работа по организации производства следующей автомобильной продукции:

грузовые автомобили семейства РУСАК-5354, отвечающие современным требованиям к коммерческой технике. Объем инвестиций 18 млн евро.;

спецшасси автобуса для дальнейшего производства автобусов разных классов. Объем инвестиций 7,2 млн евро;

коробка передач для грузовых автомобилей и автобусов. Объем инвестиций 43 млн евро;

ведущие мосты. Объем инвестиций 21 млн евро.

ОАО "ЗМЗ" (ОАО "Северсталь-авто") и Fiat Power Train Technologies (Фиат Пауэртрэйн Технолоджиз) создали совместное предприятие по производству дизелей "F1A", предназначенных для использования на автомобилях "Fiat Ducato" (Фиат Дукато) и "UAZ Patriot" (УАЗ Патриот), а также на автомобилях "Iveco Daily" (Ивеко Дэйли), собираемых на СП "САВЕКО" в г. Семенове. В создание совместного производства с Фиат ОАО "Северсталь-авто" намерена инвестировать около 67 млн евро.

Начало производства двигателей намечено на первый квартал 2008 г., мощность производства составит 90 тыс. двигателей. Полную локализацию производства двигателей планируется завершить к концу 2008 г.

Таким образом, совместный проект "Северсталь-авто" и "Fiat Powertrain Technologies" станет первым в российской автомобильной промышленности примером локализации двигателей для марок автомобилей, собираемых в России.

В стадии реализации совместные проекты с другими предприятиями Нижегородской области: промышленная группа "Самотлор-НН" (легкие коммерческие автомобили), компания "RM Systems" (автомобильные радиаторы и теплообменники, пассажирские сиденья и пластиковые детали), ООО "ИВК" (жгуты проводов), компания "Линотех-плюс" (уплотнительные системы для автомобилей) и другие.

Докладчик подробно осветил политику органов исполнительной и законодательной власти Нижегородской области по развитию автомобилестроительной отрасли. В частности, для поддержки и создания новых автомобилестроительных предприятий Правительством области принят и успешно реализуется Закон Нижегородской области от 31 декабря 2004 г. № 180-3 "О государственной поддержке инвестиционной деятельности на территории Нижегородской области".

В рамках данного закона для инвесторов действуют следующие преференции:

налоговые льготы, предоставляются на срок окупаемости проекта, но не более чем на 5 лет;

ставка по налогу на прибыль может быть снижена в зависимости от удельного веса выручки, полученной от реализации проекта, в общей сумме выручки (2—10 % — налог на прибыль в части зачисления в бюджет области снижается на 1 %, от 16 до 20 % — на 2 %, свыше 71 % — на 4 %);

освобождение от арендной платы при аренде земельных участков для целей проекта и от налога на имущество, участвующее в реализации инвестиционного проекта в части платежей;

инвестиционный налоговый кредит, который предоставляется на срок от 1 года до 5 лет;

получение проектом статуса приоритетного для областной администрации.

В потенциале промышленного комплекса Удмуртской Республики (УР), представленном на форуме докладом **"Потенциальные возможности и инвестиционная привлекательность компаний Удмуртской Республики"**, производство автокомпонентов — одна из его традиционных специализаций.

Среди машиностроительных предприятий следующие.

ОАО "Концерн "Аксион" специализируется на разработке и изготовлении модулей управления светотехникой, коммутационной аппаратуры, световых приборов на основе сверхярких светодиодов, приводов стеклоочистителей и других электромеханических и электронных компонентов.

Выпускаемая ОАО "Сарапульский радиозавод-Холдинг" номенклатура включает радиоприемники, музыкальные комплексы, антенны, громкоговорители.

ФГУП "Ижевский механический завод" производит целую гамму различных металлоизделий — отливки, карданные валы, компрессоры.

ООО "Ижевское УПП "Спутник" ВОС" специализируется на производстве тросов, тяг и мелкой штамповки.

ООО "Глазовское УПП ВОС" специализируется на выпуске авто и мотожгутов.

ОАО "Сарапульский электрогенераторный завод" выпускает продукцию электротехнического назначения — электроусилители, генераторы и другие.

Широкая номенклатура автокомпонентов производится ООО "Ижтехмаш" и ОАО "Удмуртторф".

Из металлургических предприятий следующие.

ОАО "Ижсталь" выпускает широкий ассортимент быстрорежущих, инструментальных и конструкционных сталей.

ООО "Мегалит" — поставщик литейных заготовок из сплавов на основе меди массой до 2 т.

ЗАО "Ижевский опытно-механический завод" специализируется на изготовлении прутков со специальной отделкой поверхности для изготовления пружин передней подвески и других.

ОАО "НИИ металлургической технологии" специализируется на изготовлении заготовок штамповых кубиков, высокоизносостойких заготовок для пресс-камер литья под давлением, производстве кованых заготовок из сталей новых марок.

Достаточно широко представлены в плане производства автокомпонентов предприятия химической промышленности. Технологические возможности ОАО "Ижевский завод пластмасс" позволяют предприятию выпускать широкий спектр продукции для автомобилестроителей: выдувные изделия, крупногабаритные отлитые изделия, набивки из пенополиуретанов, теплоизоляционные материалы на основе вспененных полиолефинов. ЗАО "Луч" располагает необходимыми мощностями по литью пластмасс. ООО "Эргон" производит широкую гамму изделий из пенополиуретана, в частности шумоизоляционных элементов. ОАО "Элеконд" — поставщик резинотехнических изделий из термопластичных эластифицированных полимерных материалов.

В докладе отмечается, что правительство уделяет производству автомобильных компонентов серьезное внимание. Технологии производства автокомпонентов для современного автомобилестроения включены в Перечень критических технологий, утвержденный распоряжением Правительства УР. В рамках РЦП "Развитие машиностроения и металлообработки в Удмуртской Республике на 2006—2010 годы" предприятиям, осваивающим производство автокомпонентов, оказываются различные меры государственной поддержки, включая финансовые.

Бюджетным кредитом и льготами по налогам поддержан инвестиционный проект "Освоение производства шумопоглощающих изоляционных изделий для легковых автомобилей" ООО "Эргон". В ходе реализации проекта создано современное производство шумопоглощающих изделий для легковых автомобилей с улучшенными техническими, эксплуатационными характеристиками.

Бюджетный кредит и льготы по налогам на прибыль и имущество предоставлены ООО "Предприятие "Луч" для реализации проекта технического перевооружения.

Льготы по налогам на прибыль и имущество также предоставлены:

ОАО "Сарапульский электрогенераторный завод", реализующему инвестиционный проект по освоению производства комплектующих для электроусилителей рулевого управления легковых автомобилей;

ООО "Мегалит", реализующему инвестиционный проект "Расширение производства литейных заготовок из сплавов на основе меди".

Субсидии на возмещение части процентной ставки по кредитам и лизинговым платежам даны ЗАО НПЦ "ПромТех" для реализации проекта по внедрению новых и совершенствованию существующих технологий по производству электропривода (мотор-редуктора).

Перспективные планы предприятий УР по развитию производства автокомпонентов включают такие проекты:

организация производства металлокомпозитных баллонов для природного газа для передвижных автомобильных газовых заправщиков (ЗАО ПО "Джет");

внедрение новых технологий производства автокомпонентов и электродвигателей (ООО "Научно-производственная компания "Прогресс");

приобретение и ввод в эксплуатацию комплектной линии для вспенивания полиэтилена низкой плотности ОАО "Ижевский завод пластмасс" и целый ряд других проектов.

Для сохранения имеющихся и развития новых хозяйственных связей между производителями автомобилей и автокомпонентов подготовлен Протокол на 2008 г. по реализации Соглашения о сотрудничестве между Правительством Удмуртской Республики и ОАО "АВТОВАЗ". Предприятия республики заинтересованы в организации сотрудничества и с другими автопроизводителями.

Анализ работы форума показал, что российское автомобилестроение имеет достаточно высокий потенциал и хорошие перспективы дальнейшего развития. Существенно повысилось внимание к проблемам развития автопрома и автокомпонентной отрасли со стороны региональных органов исполнительной и законодательной власти.

Форум способствовал объединению усилий представителей региональной власти и бизнес-сообщества в формировании цивилизованного частно-государственного партнерства развития автомобильного рынка в России.

Многие из предложенных мер по созданию региональных автомобильных кластеров и промышленно-технологических парков рекомендовано учесть в рамках реализации приоритетных задач по устойчивому инновационному развитию национальной автомобильной промышленности и ее интеграции в мировую экономику.

Е. С. Добринский,
Академия проблем качества РФ,
В. А. Сеин,
ОАО "АСМ-холдинг"

Б. М. Мысливец,
ст. науч. сотрудник,
ОАО "НИИ вагоностроения"

Российскому трамваю — более 110 лет

Трамвай — старейший вид городского общественного транспорта, берущий свое начало от конно-железных дорог и паровой тяги (паровичка). К тому времени (середина XIX века) значительное развитие получили магистральные железные дороги, в Европе их протяженность достигала 23,5 тыс. км, а в России эксплуатировалось более 600 км рельсовых путей. Преимущества рельсового транспорта по сравнению с безрельсовым (линейка, омнибусы и дилижансы) были настолько очевидны (особенно в условиях бездорожья), что возникла идея применить рельсы и для внутригородских перевозок. Так возникла конно-железная дорога — "конка".

Впервые в России движение вагонов пассажирской конно-железной дороги началось в августе 1863 г. Учрежденное в Санкт-Петербурге "Товарищество конно-железных дорог" проложило пути от Адмиралтейства до 6-й линии Васильевского острова и от Невского проспекта по Садовой улице до Никольского рынка, построило Рождественский и Василеостровский коночные парки, а затем и другие линии.

Новый вид транспорта не только облегчил поездки по городу, но и стал приносить его владельцам большие прибыли в связи с постоянным ростом объемов пассажироперевозок. Поэтому возникло второе Акционерное общество конно-железных дорог, которое к 1878 г. построило еще ряд коночных парков, проложило около 100 км путей и открыло движение по 25 маршрутам.

В Москве движение конки по первой линии от Красной площади через Тверскую заставу до Петровского парка открылось 1 сентября 1874 г., а 15 августа того же года был открыт и первый коночный парк — Миусский (впоследствии трамвайный, а ныне троллейбусный парк № 4). Для эксплуатации и сооружения новых линий конки в 1875 г. было создано "Первое общество железно-конных дорог в Москве", а в 1885 г. — второе "Бельгийское общество конно-железных дорог", которое построило Андреевский и Бутырский коночные парки и ряд новых линий. В 1891 г. линии первого и второго обществ были объединены в единую городскую сеть для совместной эксплуатации. К этому времени сеть конно-железных дорог Москвы насчитывала 88 верст (94 км), имела 9 коночных парков, более 2 тыс. лошадей и 400 вагонов.

Строительство конно-железных дорог развертывается также в Ростове-на-Дону, Воронеже, Киеве и ряде других городов России.

Сравнительно быстрое развитие в городах линий конно-железных дорог объяснялось тем, что конка обладала по сравнению с линейками и омнибусами значительными преимуществами: вмещала до 40 пассажиров, имела скорость сообщения до 10 км/ч и кур-

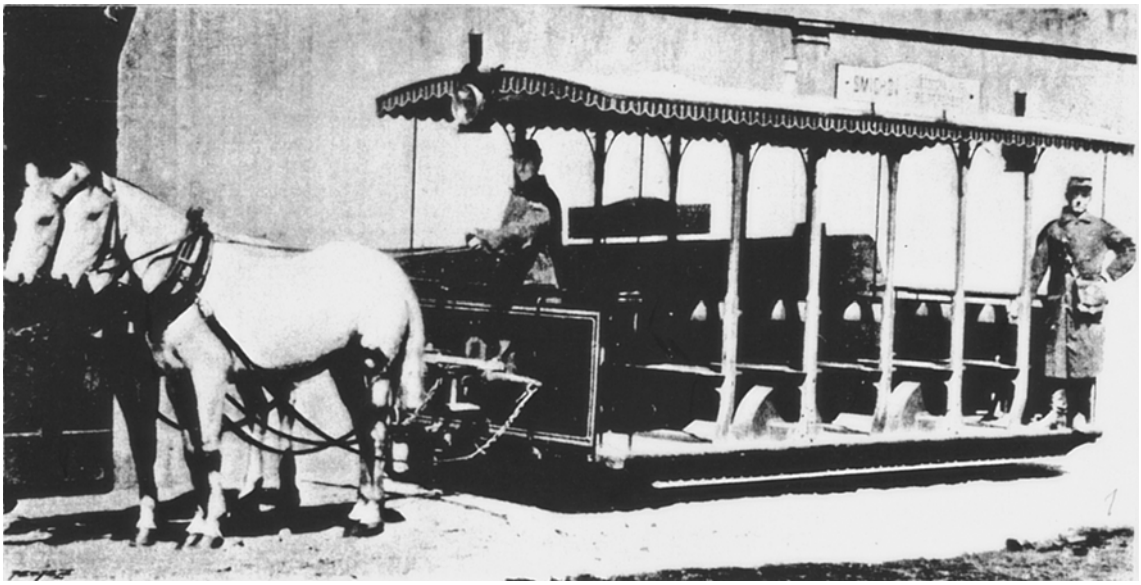


Рис. 1. Вагон с открытым кузовом конно-железной дороги (конки) с пароконной упряжью, 1860—70-е гг.

сировала достаточно регулярно. Вагоны для конки строились различных размеров, с открытым (рис. 1) или закрытым кузовом, длина вагонов составляла 4—8 м, ширина 1,8—2 м. Крытые вагоны имели, как правило, "империал", т. е. плоскую крышу, приспособленную для размещения на ней пассажиров и багажа. Владельцами конно-железных дорог в большинстве городов России стали бельгийские и французские концессионеры, получившие монопольное право эксплуатации этого вида транспорта на улицах городов.

Несмотря на положительные качества конно-железных дорог со временем все более остро начали проявляться и существенные недостатки конки: ее малая скорость и недостаточная вместимость, потребность в большом количестве лошадей, сбруи и фуража. Поиски возможной замены конной тяги механическим двигателем привели к попыткам использования на городском транспорте паровой тяги, так как паровая машина в то время представлялась наиболее реальным источником получения механической энергии.

Первым паровую тягу (паровичок) с вагонами, двигавшимися по рельсовому пути, уложенному непосредственно на улице, применил английский изобретатель О-Трэм. Линию рельсового городского транспорта, построенную им в Лондоне, назвали "Трэм вэй" (дорога Трэма), после чего термином (в русской транскрипции) "трамвай" стали называть и городскую рельсовую дорогу с электрической тягой (электрический трамвай).

В 1880-х годах паровички появились на двух петербургских линиях — Невской и Лесной. В Москве первая линия парового трамвая была проложена от Бутырской заставы в Петровско-Разумовское в 1892 г. Однако большого распространения этот вид транспорта не получил: дым, копоть, шум, опасность пожаров сделали невозможным его широкое применение на городских улицах.

Становилось очевидным, что ни конка, ни паровики удовлетворить потребности горожан в передвижении не могут. С другой стороны, к этому времени сложились объективные экономические предпосылки для перехода к качественно новому виду городского общественного транспорта — электрическому трамваю. Этому способствовали труды талантливого русского инженера Федора Аполоновича Пироцкого, который в 1874—1876 гг. провел под Санкт-Петербургом опыты по передаче электроэнергии по рельсам на расстояние 1 км на участке Приморской железной дороги, при этом один из рельсов дороги служил прямым проводом, а другой — обратным. Затем Ф. А. Пироцкий установил электрический двигатель на одном из вагонов Петербургской конно-железной дороги и провел серию наладочных испытаний. Опыты закончились успешно, после чего во многих газетах появилось следующее сенсационное сообщение о том, что 22 августа (4 сентября) 1880 года в Петербурге, на Песках, на углу Болотной улицы и Дегтярного переулка господином Пироцким первый раз в России двинут вагон электрической силою, идущей по рельсам, по которым катятся колеса вагона.

Так впервые в мире большой темно-синий вагон № 114 конно-железной дороги стал электрическим трамваем. Вагон был оборудован электродвигателем мощностью 4 л. с. и зубчатой передачей. Энергия в двигатель поступала по рельсам от генератора тока, установленного в Рождественском парке конно-железной дороги (ныне трамвайный парк им. Смирнова). Вагон первого в мире электрического трамвая двигался с пассажирами (около 40 чел.) со скоростью до 10—12 км/ч. Испытания продолжались почти месяц, и каждый день собирались толпы людей, чтобы посмотреть на двигавшийся без лошадей и паровоза вагон. Восхищению публики не было предела.

С применением в 1883 г. верхнего контактного провода и роликовых, а затем дуговых токоприемников преимущества электрического трамвая стали вполне очевидны. Тем не менее, в России дело дальше эксперимента не пошло, владельцы конно-железных дорог, имевшие монопольное право прокладки рельсовых путей по городским улицам, не желали вкладывать дополнительные капиталы в электрификацию общественного транспорта. Между городскими властями и акционерными обществами шла многолетняя судебная тяжба за право прокладки трамвайных линий.

И только спустя 12 лет, 2 (15) июня 1892 г., в границах тогдашней России открылось регулярное движение трамвая в г. Киеве на участке Подол—Крещатик (рис. 2). Этому способствовало то, что сложный рельеф местности затруднял эксплуатацию конки, а также паровой тяги, поэтому возникла необходимость введения в городе электрической тяги. Вагоны для первой линии электрического трамвая были построены Коломенским машиностроительным заводом. Они имели кузов с деревянным остовом и несущей стальной клепаной рамой, питание электродвигателей от контактного провода с напряжением в сети 500 В и пневматические тормоза. Вагон имел 11 мест для сидения и вмещал до 40 человек.

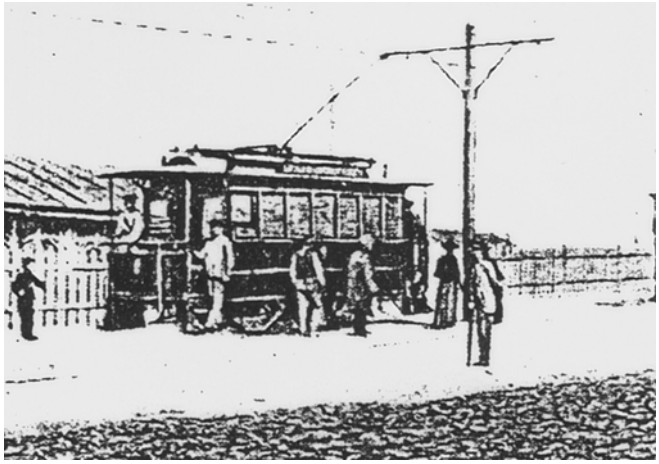


Рис. 2. Первая в дореволюционной России линия электрического трамвая. Киев, 1892 г.

В Санкт-Петербурге движение электрического трамвая открылось зимой 1895 г. по льду через реку Неву. Линия была построена русской электротехнической фирмой Подобедова. На льду уложили шпалы и рельсы, установили опоры и подвесили контактный провод. Такие линии через Неву функционировали в течение нескольких зимних сезонов для связи центра города с другими районами. Акционерное общество конно-железных дорог возбудило судебное дело о нарушении их монопольного права на прокладку рельсовых путей, однако суд решил его в пользу "ледового электрического трамвая", так как путь пролегал и трамвай двигался не по улицам города, и поэтому права общества не нарушались.

В границах нынешней Российской Федерации движение трамвая впервые открылось в Нижнем Новгороде 9 (21) июня 1896 г. (100-летний юбилей этого события был отмечен в 1996 г. выпуском памятной медали "100 лет Российскому трамваю"). Затем линии электрического трамвая открылись в Курске и Орле — в 1898 г., Казани — 1899 г., Ярославле, Астрахани, Краснодаре — 1900 г. и других городах. Всего за период с 1896 по 1902 гг. трамвайные линии были построены в 12 городах.

В Москве движение электрического трамвая впервые началось на загородном электрифицированном участке Долгоруковской линии конно-железной дороги (по Масловке и Башиловке) 26 марта (7 апреля) 1899 г. (Эта дата считается днем рождения Московского трамвая). Одновременно на Башиловке был открыт трамвайный парк для вагонов электрического трамвая. Первые вагоны, эксплуатируемые в Москве вплоть до 1914 г., были построены зарубежными фирмами, они имели раму и остов кузова из дерева, число мест для сидения 16. Затем начались поставки более совершенных вагонов с отечественных Коломенского, Сормовского и других заводов.

Дальнейшее развитие трамвая в Москве шло быстро, электрифицировались старые коночные и строились новые линии. Первой была построена новая Марьинская линия от Сухаревской площади до Марьиной Рощи, движение на которой открылось в сентябре 1904 г. Затем в 1906—1907 гг. вошли в строй линии второй очереди, а в 1908—1909 гг. — линии третьей очереди электрического трамвая. Последний вагон конки прошел в ноябре 1911 г. по Садовнической линии, после чего по Садовому и Бульварному кольцу помчались вагоны электрического трамвая по кольцевым маршрутам "А" и "Б" (ласково названные в народе "Аннушка" и "Букашка").

К концу 1914 г. в Москве действовали 34 трамвайных маршрута, подвижной состав насчитывал примерно 820 моторных и около 435 прицепных вагонов. Действовало шесть трамвайных парков: Миусский (ныне 4-й троллейбусный парк), Замоскворецкий (ныне депо имени Апакова), Уваровский (им. Артамонова, ныне 5-й троллейбусный парк), Рязанский (ныне 2-й троллейбусный парк), Ново-Сокольнический (ныне депо им. Русакова), Золоторожский (Кировское депо, ныне Трамвайно-ремонтный завод — ТРЗ).

Вслед за Москвой трамвайные линии открылись в Смоленске и Твери — 1901 г., Пятигорске — 1903 г., во Владикавказе — 1904 г. и других городах.

В Санкт-Петербурге движение электрического трамвая открылось только в 1907 г. (рис. 3), т. е. спустя 27 лет после его изобретения в этом городе. Линия от Невского проспекта на Васильевский остров открылась 16 (29) сентября, 28 октября — от Невского проспекта по Садовой улице до Покровской площади (ныне площадь Тургенева) и 11 декабря — по Невскому проспекту от Николаевского (ныне Московского) вокзала до Адмиралтейства. К этому времени бывшие коночные парки: Василеостровский (ныне им. Леонова), Петроградский (им. Блохина), Московский (им. Коняшина) были перестроены для эксплуатации электрического трамвая. Позднее такой же реконструкции был подвергнут и Рождественский (им. Смирнова) парк.

Москвичи и петербуржцы по достоинству оценили новое средство передвижения. В дальнейшем трамвай в этих городах развивался наиболее интенсивно, его прокладка стимулировала реконструкцию городской инфраструктуры, способствовала электрификации городов. Линии трамвая прокладывались во всех районах. Ежегодно открывалось два-три новых маршрута, продлевались действующие линии, монтировались тяговые подстанции и строились новые трамвайные парки. Петербургский трамвай к концу первого десятилетия существования, т. е. к 1917 г. имел 105 км линий, подвижной состав насчитывал 710 вагонов, а объем перевозок составлял с около 300 млн пассажиров в год.

В дореволюционной России трамвайные линии имелись в 35 городах, а подвижной состав насчитывал более 4 тыс. вагонов. Вначале подвижной состав, его механическое, электрическое и пневматическое оборудование заказывались в зарубежных странах, но по мере увеличения числа трамвайных предприятий отечественные заводы освоили производство как отдельного оборудования, так и вагонов в целом.

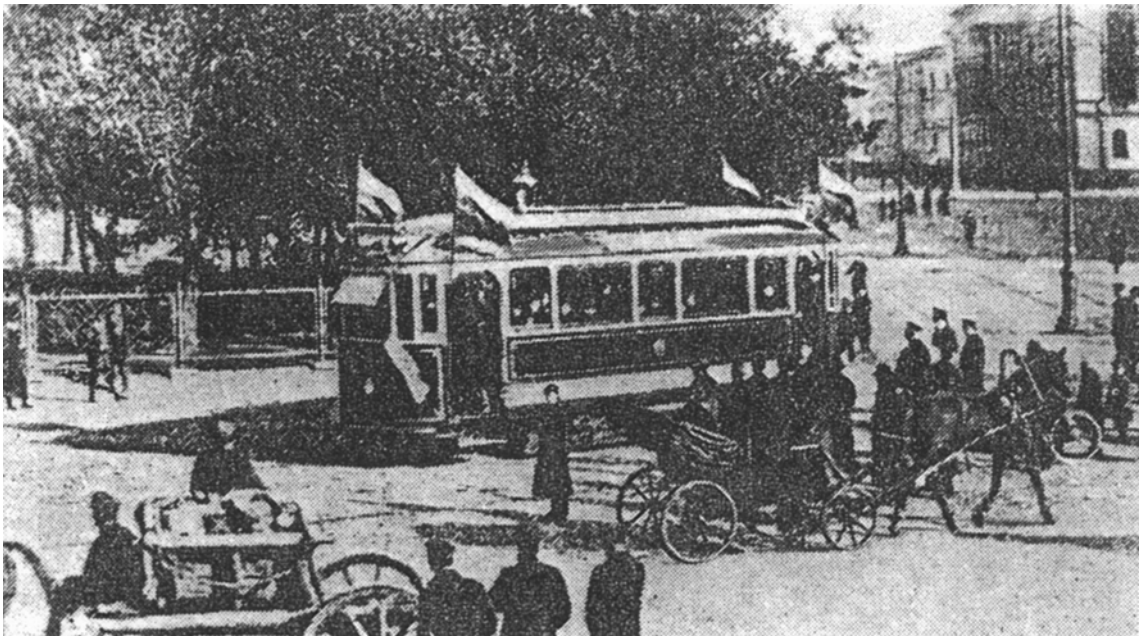


Рис. 3. Открытие движения электрического трамвая в Санкт-Петербурге, 1907 г.

Первые трамвайные вагоны зарубежного и отечественного производства (Усть-Катавского вагоностроительного и других заводов) были двухосными с деревянным кузовом, открытыми площадками (рис. 4), ручным тормозом и двигателями небольшой мощности с питанием от контактного провода и непосредственной системой управления.

С 1907 г. для Москвы, Санкт-Петербурга и других городов начали изготовлять более совершенные трамвайные вагоны типа "Ф" (рис. 5) с верхним фонарем на одноосных поворотных тележках, затем "БФ" (бесфонарные) и других типов.

За годы революции и гражданской войны трамвайные предприятия пришли в упадок, многие из них даже к концу 1920 г. полностью или частично не работали. Сотни вагонов ржавели на парковых путях и в тупиках, тысячи транспортников ушли на фронты гражданской войны. Новые трамвайные вагоны с 1917 по 1925 гг. не выпускались.

Широкое развитие массовый городской общественный транспорт получил после окончания гражданской войны в годы Советского Союза. В первую очередь началось возрождение разрушенного трамвайного хозяйства, в результате чего уже к 1924 г. были восстановлены все ранее работавшие предприятия и начато строительство трамвайных линий в других городах. В 1929 г. было завершено строительство и началось движение трамвая в городах Перми и Свердловске (ныне Екатеринбург), в 1932—34 гг. — в Таганроге, Челябинске, Новокузнецке и Новосибирске, в 1936—40 гг. — в Прокопьевске и Кемерово, а также ряде других городов. На отечественных заводах началось изготовление трамвайных вагонов новых конструкций (2-осных типов "М" и "Х" на Мытищинском заводе, 4-осных КМ + КП на Коломенском, МС + ПС на Путиловском заводах и др.).

Наряду с развитием трамвая в том же 1924 г. впервые в России началось регулярное пассажирское движение автобусов на первом в городе Москве маршруте, в 1926 г. открылся первый автобусный маршрут в Ленинграде (ныне Санкт-Петербург), а затем и в других городах.

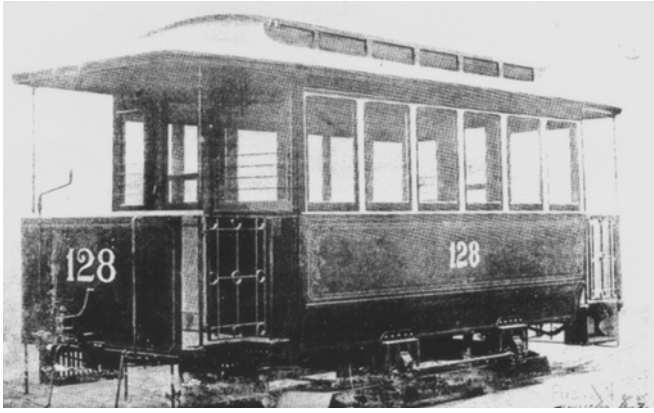


Рис. 4. Двухосный трамвайный вагон с деревянным кузовом, открытыми площадками и ручным тормозом

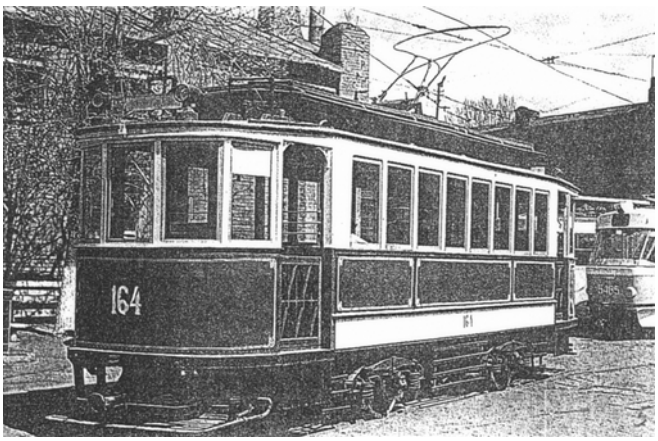


Рис. 5. Трамвайный вагон типа "Ф" с верхним фонарем на одноосных поворотных тележках

В 1933 г. на улицах Москвы, а затем в Ленинграде, Ростове-на-Дону (1936 г.) и других городах появился новый (третий) вид городского общественного транспорта — троллейбус, который в дальнейшем начал и продолжает весьма успешно развиваться благодаря значительно меньшим капиталовложениям на его сооружение, чем на трамвай, хотя по провозной способности он и уступает трамваю.

Кроме того, новый вид транспорта обладал всеми преимуществами трамвая (не используется ценное топливо и не загрязняется воздушная среда отработавшими газами). Вместе с тем троллейбус не имеет основного недостатка трамвая, так как для него не нужен рельсовый путь, загромождающий улицы, и поэтому он не создает помех широко развитому автомобильному транспорту, особенно на перекрестках улиц.

В 1935 г. в Москве была открыта первая линия скоростного внеуличного (подземного) вида транспорта — метрополитена, соединившая Сокольники с Центральным парком культуры и отдыха.

Таким образом, в 1940 г. в городах Российской Федерации действовали все так называемые традиционные виды городского общественного транспорта: трамвай, автобус, троллейбус и метрополитен.

Линии трамвая к этому времени имелись в 75 городах, автобусы эксплуатировались примерно в 250, троллейбусы — в 8 городах и в одном городе (столице страны) функционировал метрополитен. Дальнейшее развитие городского общественного транспорта отличалось не только открытием новых линий и маршрутов и ростом общего объема перевозок, но и значительным перераспределением объемов перевозок между отдельными видами транспорта

Если в 1940 г. на долю трамвая приходилось 85,6 %, а на долю автобуса всего лишь 6,5 % общего объема перевозок, то к 1960 г. их доли практически сравнялись (39,3 и 39,7 % соответственно). В 1965 г. доля автобуса в объеме перевозок возросла до 50,4 %, а в 1990 г. составила почти 60 %, в то время как доля трамвая уменьшилась до 28,8 % в 1965 г. и до 13,6 % в 1990 г. г. Доли троллейбуса и метрополитена в объеме перевозок все время возрастали и достигли в 1990 г. 18,2 и 9,3 % соответственно.

В настоящее время в Российской Федерации трамвайные линии имеются в 70 городах, автобусы — примерно в 1500 городах и поселках, троллейбусы — более чем в 80 городах и семь городов имеют метрополитен (Москва, Санкт-Петербург, Нижний Новгород, Новосибирск, Самара, Екатеринбург, Казань). С начала 90-х годов наблюдалось снижение объемов перевозок, что было связано не только с общим падением производства в стране, но и с насыщением городов легковым индивидуальным автотранспортом.

Подвижной состав городского общественного транспорта все время обновлялся. В эксплуатацию поступали новые вагоны различных типов отечественного (рис. 6—8) и импортного (рис. 9) производства. В настоящее время на старейшем из предприятий трамваестроения — Усть-Катавском вагоностроительном заводе изготовляются для Москвы и других городов современные 4-осные трамвайные вагоны различных модификаций (рис. 10), по технико-эксплуатацион-

Рис. 6. Трамвайный вагон РВЗ-6 Рижского вагоностроительного завода

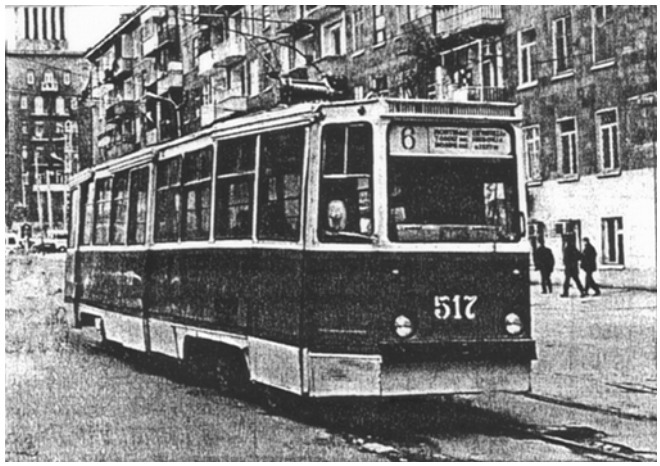


Рис. 7. Трамвайный вагон КТМ-5МЗ (71-605) Усть-Катавского вагоностроительного завода

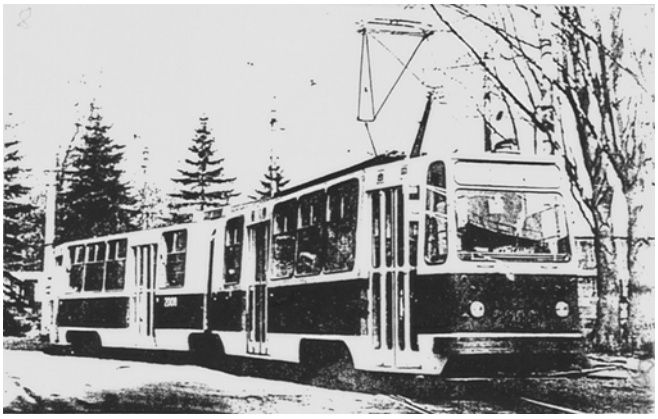


Рис. 8. Шарнирно-сочлененный 6-осный трамвайный вагон ЛВС-86 Санкт-Петербургского трамвайно-механического завода

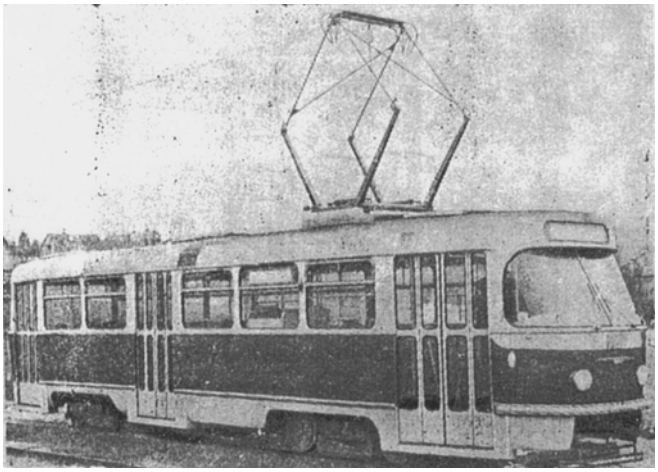


Рис. 9. Трамвайный вагон Т-3 в трехдверном исполнении. Эксплуатируется с 1963 г. в Москве и других городах

ным показателям не уступающие зарубежным образцам аналогичного типа.

Основным конкурентом трамвая в крупных городах является метрополитен, который вытесняет его из центральной части в периферийные районы города. Однако благодаря тому, что трамвай является экологически чистым видом транспорта, он сохранит свое значение и на перспективу, так как в отличие от автобуса не загрязняет окружающую среду и обладает большей провозной способностью, чем троллейбус.

Значительному усовершенствованию подвергнется подвижной состав трамвая. Будут применяться вагоны с низким уровнем пола для облегчения входа и выхода пассажиров, вагоны различных модификаций по создаваемому в пассажирском салоне микроклимату, с кондиционированием воздуха в кабине водителя и другими усовершенствованиями, обеспечивающими повышение уровня комфорта и удобства проезда пассажиров, пользующихся этим видом транспорта.

Трамвай станет более динамичным транспортным средством на основе компьютеризации процессов управления. Вагоны будут иметь привлекательный внешний вид, усовершенствованное рессорное подвешивание с применением гидрогасителей. Благодаря использованию в тяговом приводе импульсных преобразователей и управляемых силовых тиристоров будет обеспечиваться бесступенчатое регулирование скорости, а применение систем диагностики и устройств информирования пассажиров и связи с диспетчером, наряду с вопросами организации движения (скорость, частота движения, соблюдение графика движения, удобство пересадок), позволит повысить безопасность перевозки пассажиров.

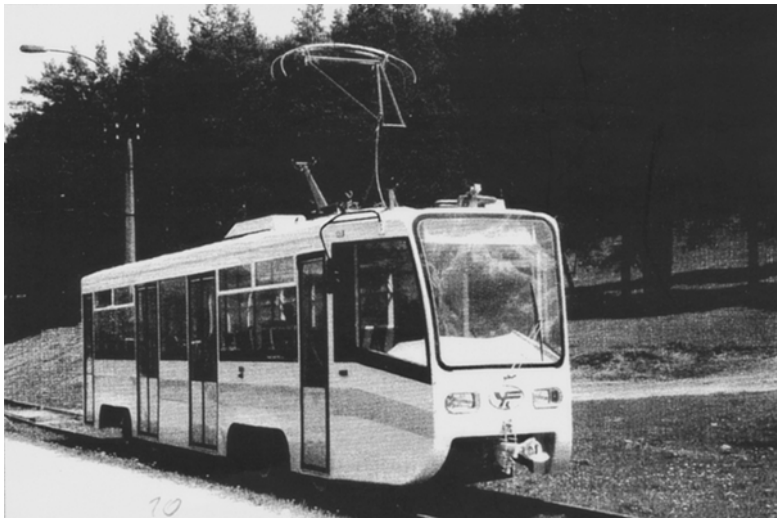


Рис. 10. Трамвайный вагон нового поколения модели 71-619 Усть-Катавского вагоностроительного завода

Таким образом, благодаря прогрессивным техническим решениям и качественным показателям подвижного состава трамвай и в XXI веке будет одним из привлекательных для пассажиров видом городского общественного транспорта.

Автомобили-мусоровозы с газовым двигателем

Семейное предприятие Schwendimann SA (Швейцария) специализируется с 1935 г. на перевозках промышленных и бытовых отходов. Автопарк предприятия насчитывает 57 автомобилей-мусоровозов, из которых 18 — большой грузоподъемности.

Предприятие эксплуатирует два трехосных автомобиля Mercedes-Benz Econic 2628 NGT с двигателем, работающим на природном газе. Эти автомобили были впервые представлены на международной выставке техники по очистке и переработке воды и отходов IFAT в г. Мюнхене (Германия).

Уровень шума работающего двигателя снижен на 50 %, что очень важно при эксплуатации автомобилей-мусоровозов, выезжающих в рейс ранним утром (в 5 ч 45 мин). Газовый двигатель автомобиля отвечает нормам Евро-5. Содержание несгоревших углеводородов (CH) выпущенных газов двигателей этих автомобилей снижено на 99 %, а оксидов углерода (CO_x) и азота (NO_x) — даже ниже предельно допустимых по нормам Евро-5. С января 2008 г. согласно законодательству Швейцарии такие автомобили имеют налоговую скидку 40 %.

На автомобилях Econic 2628 NGT установлен шестицилиндровый газовый двигатель рабочим объемом 6,8 л, развивающий мощность 205 кВт (279 л. с.) и максимальный крутящий момент 1000 Н · м при частоте вращения 1400 мин$^{-1}$. Автомобиль имеет шестиступенчатую автоматическую коробку передач Allison, тормоз-замедлитель, баллон с газом емкостью 640 л.

Низкий передний свес автомобиля облегчает посадку в кабину водителя и сопровождающих лиц, а широкое панорамное ветровое стекло обеспечивает максимальный обзор дороги и других участников движения. Автомобиль также оборудован видеокамерой заднего обзора.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — № 11. ***Б. И. Буров)***

Новый городской автобус Scania с двигателем, работающим на этаноле

Шведская фирма Scania выпустила опытный образец двухосного, низкопольного городского автобуса с гибридным дизель-этаноловым двигателем, отвечающим нормам Евро-5 и EEV (транспортное средство высокой экологической безопасности).

Кузов автобуса полностью изготовлен из алюминиевого сплава и разделен на четыре основных отсека (модуля): центральный — для пассажиров (салон), передний — с рабочим местом водителя в центральной части на переднем мосту, задний — с двигателем, трансмиссией и задним направляющим мостом, отсек на крыше с аккумуляторными батареями и баллоном с этанолом.

Экономия топлива при работе двигателя на этаноле составляет 25 %. При этом выбросы двуоксида углерода (CO_2) сокращаются на 90 %. Салон для пассажиров имеет низкий, ровный на всем протяжении пол без выступов для колесных кожухов. Поэтому салон легко переоборудовать в зависимости от требуемого количества мест для сидения и типа перевозок. Например, на центральных городских маршрутах нужно больше мест для проезда пассажиров стоя.

Также можно предусмотреть места для детских колясок и перевозки лиц с ограниченными физическими возможностями на колясках. В других случаях требуется большее число мест для проезда сидя и провоза багажа.

Автобус длиной 10 м способен перевозить то же количество пассажиров, что и стандартный городской автобус длиной 12 м. Фирма Scania будет серийно устанавливать гибридный двигатель.

Тяговое усилие передается электроприводом, что обеспечивает возможность "гибкого" ускорения и рекуперацию (возврат) энергии при торможении.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — № 10. ***Б. И. Буров)***

Грузовые автомобили фирмы Scania с двигателем Евро-5

Рисунки см. на 2-й полосе обложки

Фирма Scania — первый в мире производитель грузовых автомобилей, предлагающий двигатели, сертифицированные по нормам Евро-5 без использования довольно сложной и громоздкой системы снижения токсичности отработавших газов CSR с применением специального водного раствора аммиака AdBlue.

Новое поколение двигателей Scania рабочим объемом 9 и 13 л и мощностью 360—480 л. с. отличаются высокой рентабельностью и повышенным сроком службы.

Двигатели серийного производства с турбонаддувом, изменяемой геометрией VTG с электронным управлением оборудованы новой системой впрыска топлива насос-форсунками под высоким давлением XPI, а также уникальной запатентованной системой повторной циркуляции, охлаждения и дожига отработавших газов EGR. Эти три системы гарантируют высокие рабочие характеристики и рентабельность двигателей.

Оксиды азота (NO_x) нейтрализуются путем повторной циркуляции охлажденных отработавших газов, а несгоревшие углеводороды (CH) — за счет очень высокого давления впрыска. Такая система впрыска топлива разработана фирмой Scania совместно с фирмой Cummins (США).

При разработке этих двигателей фирма Scania стремилась не допустить увеличения расхода топлива по сравнению с двигателями, сертифицированными по нормам Евро-3 и Евро-4. Высокий крутящий момент двигателя при уменьшенной частоте вращения коленчатого вала позволил сократить расход топлива за счет более высокого передаточного числа ведущего моста.

Двигатель рабочим объемом 9 л имеет максимальный крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала 1350 мин$^{-1}$, двигатель рабочим объемом 13 л — 1300 мин$^{-1}$. Увеличены интервалы периодической замены масла.

При разработке новой системы впрыска топлива XPI совместно с фирмой Cummins инженерам фирмы Scania удалось достигнуть более высоких значений давления впрыска топлива, чем существующих систем. Благодаря этому значительно уменьшается образование несгоревших углеводородов уже на стадии сгорания рабочей смеси.

Кабина водителя для грузовых автомобилей серии G дополняет производственную программу кабин серий P и R. Эта кабина устанавливается на шасси выше, чем кабина серии P, но несколько ниже кабины серии R. Удлиненные кабины серий G и R оснащены новыми удобными наружными багажными отсеками для размещения необходимых в дороге вещей с большим поднимаемым люком.

Помимо трех указанных вариантов кабины водителя (14 модификаций) клиентам фирмы Scania предлагаются дополнительные варианты кабин серии P, два из которых имеют различную длину и низко установленную нижнюю ступеньку лестницы.

Грузовые автомобили серий P, G, и R изготовляются по модульной системе фирмы Scania. Каждая модель имеет множество модификаций и конструктивных особенностей трансмиссии. Двигатель рабочим объемом 9 л больше не устанавливается на автомобилях серии R. Для этой серии предназначен восьмицилиндровый V-образный двигатель, соответствующий нормам Евро-5 с системой нейтрализации отработавших газов ESC EdBlue. Система EGR будет монтироваться на этих двигателях в ближайшем будущем.

(*По материалам журн. "Transport Rourier". — 2008. — № 10.* ***Б. И. Буров***)

НОВЫЕ УЧЕБНИКИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”

Автор, название книги	Цена с НДС, руб.
Базров Б.М. **Основы технологии машиностроения:** учебник. 736 с.	**440**
Волчкевич Л.И. **Автоматизация производственных процессов:** учеб. пособие. 380 с.	**308**
Дунаев П.Ф., Леликов О.П. **Детали машин. Курсовое проектирование:** учеб. пособие. 560 с.	**363**
Интеллектуальные роботы: учеб. пособие / *под общ. ред. Е.И. Юревича.* 360 с.	**495**
Коваленко Г.В. и др. **Летная эксплуатация:** учеб. пособие. 416 с.	**330**
Кожевников Д.В. и др. **Режущий инструмент:** учебник. 528 с.	**330**
Кожевников Д.В., Кирсанов С.В. **Резание материалов:** учебник. 304 с.	**363**
Косов Н.П. и др. **Технологическая оснастка: вопросы и ответы:** учеб. пособие. 304 с.	**363**
Кудинов А.А. **Техническая гидромеханика:** учеб. пособие. 368 с.	**396**
Подураев Ю.В. **Мехатроника: основы, методы, применение:** учеб. пособие. 256 с.	**264**
Распопов В.Я. **Микромеханические приборы:** учеб. пособие. 400 с.	**550**
Рожков В.Н. **Контроль качества при производстве летательных аппаратов:** учеб. пособие. 416 с.	**396**
Суслов А.Г. **Технология машиностроения:** учебник. 430 с.	**440**
Технологические процессы механической и физико-химической обработки в авиадвигателестроении: учеб. пособие / *под общ. ред. В.Ф. Безъязычного.* 539 с.	**550**
Туктанов А.Г. **Технология производства стрелково-пушечного и артиллерийского оружия:** учебник. 375 с.	**385**
Чижков Ю.П. **Электрооборудование автомобилей и тракторов:** учебник 656 с.	**495**

ОАО "Издательство "Машиностроение" 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4.
Тел.: (495) 269-66-00, 269-52-98 – отдел реализации.
Факс: (495) 269-48-97. E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

Городской сочлененный автобус Solaris Urbino 18 с гибридным дизель-электрическим двигателем

Рисунки см. на 3-й полосе обложки

При выборе и покупке нового подвижного состава автотранспортные предприятия пассажирского транспорта (АТП) все чаще учитывают экологические характеристики новых автобусов и общественное мнение. В западных странах пассажиры выдвигают требование о пользовании экологически чистым общественным транспортом. Потому все больше АТП при проведении маркетинговых кампаний заявляют о своих усилиях в области защиты окружающей среды.

Определяющим фактором при выборе транспортного средства также являются показатели топливной экономичности и наличие налоговых льгот в зависимости от токсичного содержания отработавших газов.

Одно из крупнейших в Швейцарии АТП городского и регионального пассажирского автобусного транспорта Eurobus (общий автопарк 184 городских и междугородных автобуса) — первое в этой стране АТП, закупившее трехдверный, низкопольный сочлененный городской автобус Urbino 18 производства польского предприятия Solaris.

Общая вместимость автобуса составляет 136 мест, из них 51 место для проезда сидя, 85 для проезда стоя.

Автобус имеет гибридный привод производства фирмы Allison (США). На автобусе установлены дизель мощностью 340 л. с., сертифицированный по нормам Евро-4, с системой нейтрализации отработавших газов CRT и два электродвигателя. На крыше смонтирован комплект аккумуляторных батарей большой мощности, система охлаждения и два модуля управления DPIM (Dual Power Invertor Modules), включающих выпрямитель и преобразователь.

При движении автобуса с большой скоростью включается дизель. При замедлении параллельная гибридная система заряжает аккумуляторные батареи и возвращает около 20 % энергии торможения. Благодаря рекуперации энергии гибридный привод особенно эффективен при эксплуатации автобуса в густонаселенных районах и при малых и средних скоростях движения. Это способствует экономии дизельного топлива и снижению токсичных выбросов.

Автобус был собран в основном из узлов и деталей производства европейских фирм. Его стоимость составляет 720 тыс. швейцарских франков, что на 20 % дороже традиционного городского сочлененного автобуса.

(По материалам журн. «Transport Routier». — 2007. — № 10. ***Б. И. Буров)***

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Л. М. Мазурина*

Сдано в набор 20.03.2008. Подписано в печать 28.04.2008. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 9,64. Заказ 344.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15