Грузовик с приложением

3
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет:
Д. Х. Валеев
В.М. Вовк
В.А. Волчков
М.С. Высоцкий
С.М. Гайдар
Л.В. Грехов
С.М. Захарик
В.А. Зорин
А.М. Иванов
Н.А. Иващенко
П.П. Капуста
В.В. Корсаков
Л.Г. Красневский
А.С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
А.П. Марченко
Г. Н. Рейзина
А. Н. Ременцов
О. Н.Румянцева
Е. Л. Рыбин
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев
Н. Д.Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь (г. Минск), Я.Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков), В.Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

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

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

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2013

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

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Шубладзе А. М., Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Кузнецов С. И.* Гидравлическая трансмиссия для транспортных средств

7 *Соколов Р. И., Устименко В. С., Лукьянов Г. З.* Влияние постоянного отбора мощности на тягово-динамические характеристики полноприводных автомобилей ОАО "АЗ "Урал"

Практика

12 *Картуков А. Г., Гумелев В. Ю.* Приведение сухозаряженных аккумуляторных батарей для военной автомобильной техники в рабочее состояние

Эксплуатация. Ремонт

16 *Солнцев А. А., Отрощенко Н. Н.* Система корректирования периодичности технического обслуживания автомобилей

18 *Воробьев И. В., Егоров В. А., Фирсов И. В.* Пути организации станций технического обслуживания автомобилей

Исследования. Расчет

22 *Капуста П. П.* Принципы обеспечения надежности ресурсного проектирования несущих систем мобильных машин

32 *Байдуков А. А., Климов С. Н.* Экспериментальное исследование оптимального соотношения углов развала и схождения управляемых колес автомобиля

Новости

39 *Бирюков М. И.* Галопом к совершенству

43 *Ивановская* марка

46 *Группа* ГАЗ

48 *Abstracts of articlers*

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

УДК 629.11.012

А. М. Шубладзе, Ф. Ф. Пащенко, Л. Е. Круковский, С. И. Кузнецов
E-mail: optman@inbox.ru

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье дается описание оригинального объемного гидравлического вариатора вращательного движения с большим передаточным числом. Такой вариатор обеспечивает высокий диапазон регулирования скорости, что может быть использовано в трансмиссии транспортных средств.

Ключевые слова: *гидравлический вариатор, трансмиссия, транспортное средство, гидронасос, гидродвигатель, датчик частоты вращения.*

В начале пятидесятых годов прошлого столетия появились серийные локомотивы для железных дорог с дизельным двигателем (тепловозы). Очевидно что это было прогрессивное направление. Однако, производители паровозов, ощутив конкуренцию, попытались оспорить преимущества тепловозов. На одной из американских железных дорог было проведено соревнование по "перетягиванию каната". Тепловоз выступал против паровоза. Оказалось, что даже два тепловоза не могли пересилить один паровоз. Это связано с тем, что механическая характеристика (зависимость частоты вращения ω от момента нагрузки M на валу) $\omega = f(M)$ транспортного средства (ТС) — паровоза принципиально "мягкая". Т. е. если нагрузка увеличивается, то скорость падает почти идеально согласно соотношению $P = M\omega = \text{const}$, где P — мощность силовой установки. Таким образом, у паровоза при частоте вращения колес, стремящейся к нулю, тяговое усилие стремится к бесконечности. Для того чтобы согласовать жесткую механическую характеристику двигателя внутреннего сгорания (ДВС), проектировщикам приходится либо формировать систему мотор—генератор, как у дизель-электрического тепловоза, либо устанавливать механическую коробку передач (КП), как у автомобиля. Каждое из этих решений имеет свои недостатки.

Авторы данной статьи разработали объемный гидравлический вариатор, который может заменить механические и электрические трансмиссии в транспортных системах.

Гидравлический вариатор состоит из гидронасоса (рис. 1) и гидродвигателя (рис. 2), сходных по исполнению. Гидронасос имеет всасывающий *6* и нагнетательный *12* патрубки неподвижного статора *9*. В статоре *9* концентрично установлен ротор *7*, снабженный по длине радиальными сквозными пазами *11*, в которых подвижно размещены пластины *10*, раз-

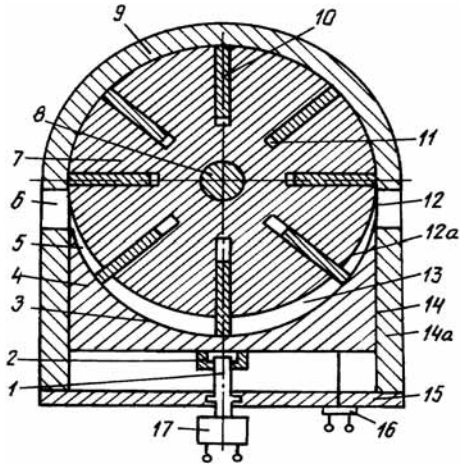


Рис. 1. Поперечный разрез гидронасоса:

1 — регулировочный винт; *2* — регулировочная гайка; *3* — внутреннее цилиндрическое углубление; *4* — подвижная скользящая плита; *5* — всасывающая полость; *6* — всасывающий патрубок; *7* — ротор; *8* — вал; *9* — неподвижный статор; *10* — пластины; 11 — радиальные пазы; *12* — нагнетательный патрубок; *13* — нагнетательная полость; *14* — прямоугольное окно; *14а* — площадка статора; *15* — крышка статора; *16* — датчик положения плиты; *17* — исполнительный механизм

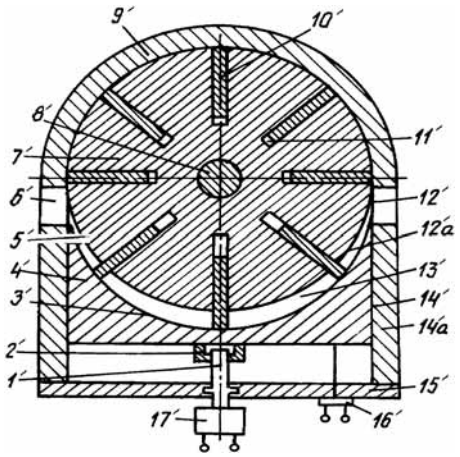


Рис. 2. Поперечный разрез гидродвигателя

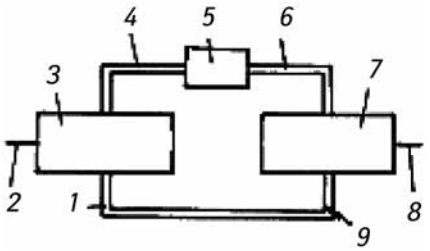


Рис. 3. Структурная схема вариатора:

1 — нагнетательный патрубок; *2* — вал гидронасоса; *3* — гидронасос; *4* — всасывающий патрубок; *5* — приемник жидкости; *6* — нагнетательный патрубок гидродвигателя; *7* — гидродвигатель; *8* — вал гидродвигателя; *9* — всасывающий патрубок гидродвигателя

деляющие между собой всасывающие *5* и нагнетательные *13* полости. Статор *9* представляет собой полый цилиндр, снабженный плоской опорной площадкой *14а* прямоугольной формы. Площадка *14а* статора имеет объемное прямоугольное окно *14*, в которое входит подвижная скользящая плита *4*, имеющая вид домкратной прямоугольной плиты с внутренним цилиндрическим углублением *3*. Плита *4* может перемещаться внутри окна, изменяя объем внутренней полости между ротором *7* и внутренним углублением *3* плиты *4*. При нахождении плиты *4* в крайнем верхнем положении углубление *3* совпадает с внутренним диаметром статора *9*. С торцевых сторон статор снабжен подшипниковыми щитами, в которых установлены подшипники качения (не показаны). Регулировочная гайка *2* вращается винтом *1* с помощью исполнительного механизма *17*. Кроме того, плита *4* снабжена датчиком положения *16*.

Гидродвигатель выполнен аналогично (см. рис. 2), и обозначения отдельных его элементов имеют ту же нумерацию, что и у гидронасоса, но отличаются наличием штриха. Гидродвигатель связан с гидронасосом через патрубок (нагнетательный канал) *12*. Причем сам гидродвигатель может быть установлен либо рядом с гидронасосом, либо отдельно от него и сопряжен непосредственно с механизмом, частоту вращения которого требуется регулировать.

Для получения требуемых характеристик вариатор снабжен датчиками объемного входного расхода q_A гидронасоса, объемного выходного расхода q_B гидронасоса, объемного расхода входного потока q_C гидродвигателя и объемного расхода q_D на выходе гидродвигателя (не показаны).

Структурная схема вариатора состоит из гидронасоса *3* (рис. 3), гидродвигателя 7, связанных между собой патрубками *1—9*, и приемника жидкости (бака) *5*, связанного с гидронасосом патрубком *4,* а с гидродвигателем патрубком *6*. Вал *2* гидронасоса соединен с ДВС. Вал *8* гидродвигателя соединен с нагрузкой, в качестве которой может быть, например, колесная пара ТС.

Структурная схема управления вариатором (рис. 4) содержит микропроцессор *5*, на вход которого поступают сигналы от датчика частоты вращения входного вала $\omega_{вх}$ и датчика частоты вращения $\omega_{вых}$ выходного вала. Кроме того, на вход микропроцессора поступает сигнал от управляющего устройства *6*, снабженного рукояткой управления *7*. На вход микропроцессора поступают также сигналы от датчиков положения *2* и *3*. Выход микропроцессора соединен с исполнительными механизмами гидронасоса *1* и *4*.

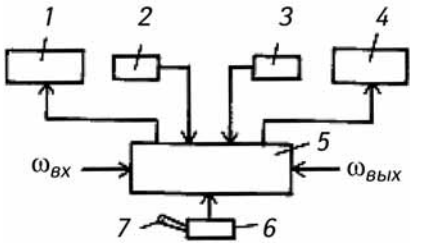


Рис. 4. Структурная микропроцессорная схема управления вариатором:

1 — исполнительный механизм гидронасоса; *2* — датчик положения плиты гидронасоса; *3* — датчик положения плиты гидродвигателя; *4* — исполнительный механизм гидродвигателя; *5* — микропроцессор; *6* — управляющее устройство; *7* — рукоятка управления

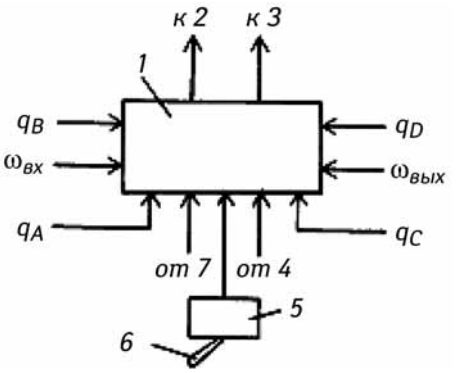


Рис. 5. Структурная схема управления с улучшенными динамическими свойствами вариатора:

1 — микропроцессор; *2* — исполнительный механизм гидронасоса; *3* — исполнительный механизм гидродвигателя; *4* — датчик положения плиты гидродвигателя; *5* — управляющее устройство; *6* — рукоятка управления; *7* — датчик положения плиты гидронасоса

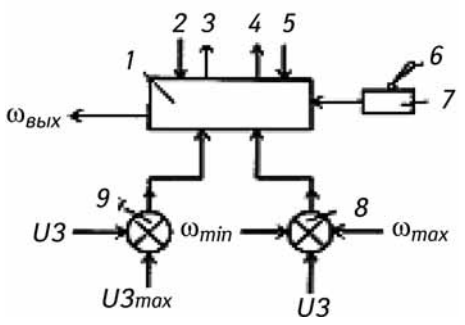


Рис. 6. Структурная микропроцессорная схема управления гидравлическим вариатором применительно к ТС:

1 — микропроцессор; *2* — датчик положения плиты гидронасоса; 3 — исполнительный механизм гидронасоса; *4* — исполнительный механизм гидродвигателя; *5* — датчик положения плиты гидродвигателя; *6* — рукоятка управления; *7* — управляющее устройство; *8* — блок сравнения; *9* — блок сравнения положения регулятора подачи топлива

В одном из исполнений, помимо сигналов от датчика частоты вращения входного и выходного валов, на вход микропроцессора *1* поступают сигналы от датчика положения *4* гидродвигателя и от датчика положения *7* гидронасоса. На его вход поступают также сигналы от управляющего устройства *5*, снабженного рукояткой управления *6*. Кроме того, на его вход поступают сигналы от датчика q_A — объемного входного расхода жидкости гидронасоса, q_B — датчика объемного выходного расхода жидкости гидронасоса, датчика q_C — объемного входного расхода жидкости гидродвигателя и датчика q_D — объемного выходного расхода жидкости гидродвигателя (рис. 5). Выход микропроцессора соединен с исполнительными механизмами гидронасоса *2* и гидродвигателя *3*.

Сигналы датчиков объемного входного расхода q_A гидронасоса и объемного входного расхода потока q_C гидродвигателя необходимы для контроля работы системы.

Если в качестве силового механизма применен ДВС, с которым соединен вал гидронасоса, то регулируемым механизмом является трансмиссия, с валом которой соединен вал гидродвигателя (на рисунке не показаны). В этом варианте система управления гидропередачей снабжена микропроцессором *1* (рис. 6). Сигнал от датчика частоты вращения $\omega_{вых}$ выходного вала трансмиссии предварительно сравнивается в блоке сравнения *9* с максимально допустимым значением частоты вращения ω_{max} выходного вала трансмиссии, и разностный сигнал поступает на микропроцессор *1*. Кроме того, в системе предусмотрен датчик положения регулятора подачи топлива U3 ДВС, сигнал которого сравнивается в блоке сравнения *8* с заданными максимально допустимым U3max и минимально допустимым сигналом U3min. Результирующий сигнал поступает на микропроцессор *1*. На тот же микропроцессор приходят сигналы от датчиков положения *2* гидронасоса и *5* гидродвигателя. Сигнал управления приходит на микропроцессор *1* и от управляющего устройства *7* с рукояткой управления *6*. Выход микропроцессора соединен с исполнительными механизмами *3* и *4* гидронасоса и гидродвигателя.

Графики зависимости скорости ТС от двигательного момента *M*, приводящего его в движение, являются тяговыми характеристиками ТС (рис. 7). Эти графики представляют собой набор гипербол *3*, *4*, в каждой точке которых произведение двигательного момента *M* на скорость примерно равно его постоянной мощности $P = M\omega$, развиваемой ДВС. На рис. 7 также показана ограничительная часть скоростной характеристики 1, ограничительная часть характеристики по моменту нагрузки *5* и частичные характеристики *2*, формируемые при пуске ТС. Набор характеристик типа *2* достигается в случае, если скорость ТС равна нулю. Сигнал от регулятора подачи топлива может быть заменен сигналом, поступающим от подачи акселератора.

Гидравлический вариатор работает следующим образом. При вращении от внешнего привода вала *8* вращается ротор *11* гидронасоса (см. рис. 1, 2). Пластины *10* соприкасаются с внутренней поверхностью статора *3* и засасывают рабочую жидкость из

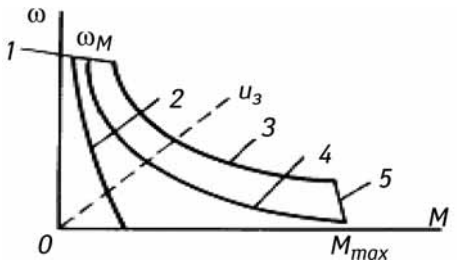


Рис. 7. Графики зависимостей скорости ТС от момента на валу двигателя:

1 — ограничительная часть скоростной характеристики; *2* — частичные характеристики *2*, формируемые при пуске ТС; *3*, *4* — скоростные характеристики ТС; *5* — ограничительная часть характеристики по моменту нагрузки

приемника. Жидкость через отводящий канал *12* под давлением поступает через входной патрубок *6'* в рабочую камеру гидродвигателя. Здесь рабочая жидкость вращает ротор *7'* за счет давления на пластинчатые элементы *10'* и связанный с ним рабочий вал *8'*. Совершив работу, жидкость через отводящий канал *12'* возвращается в приемник. С помощью плит *4* и *4'*, которые перемещаются в окнах *14*, *14'* за счет регулировочных винтов, происходит перераспределение жидкости, протекающей между ротором и статором гидронасоса и гидродвигателя. При нахождении плиты *4* в крайнем положении, когда углубление *3* является частью внутреннего диаметра статора гидронасоса, объемный выходной расход q_B гидронасоса близок к нулю и гидродвигатель не вращается. Если полость между ротором и статором гидронасоса не максимальна, то частота вращения зависит от положения подвижной плиты гидродвигателя. Датчики положения *16* и *16'* фиксируют положение плит, а воздействуя на исполнительные механизмы *17* и *17'*, можно управлять потоками жидкости и тем самым регулировать частоту вращения выходного вала гидродвигателя.

Регулировка частоты вращения $\omega_{вых}$ выходного вала гидродвигателя может производиться двумя способами. В одном варианте эта регулировка определяется уравнением:

$$\omega_{вых} = \omega_{вх} U_{дн}/U_{дм}, \qquad (1)$$

где $U_{дн}$ — сигнал, получаемый от датчика *16* положения подвижной плиты *4* (см. рис. 1) гидронасоса, $U_{дм}$ — сигнал, получаемый от датчика *16'* положения подвижной плиты *4'* (см. рис. 2) гидродвигателя. Как видно из уравнения (1), изменение положения плит *4* и *4'* внутри окон *14* и *14'* обеспечивает изменение скорости. Диапазон изменения скорости превышает 1/1000, и эта скорость может быть выше или ниже частоты вращения выходного вала силовой установки.

В другом варианте частота вращения определяется уравнением:

$$\omega_{вых} = \omega_{вх} q_B/q_D, \qquad (2)$$

где q_B — сигнал от датчика объемного расхода жидкости, расположенного на выходном патрубке гидронасоса, а q_D — сигнал от датчика объемного расхода жидкости, расположенного на выходном патрубке гидродвигателя. В данном варианте частота вращения выходного вала изменяется также за счет изменения положения плит *4* и *4'* внутри окон *14* и *14'*. Отличие того или иного способа регулирования состоит в динамике движения. В первом варианте регулирование производится более быстро, во втором варианте с некоторой инерционностью.

В варианте, когда на вход микропроцессора *1* (рис. 4), помимо сигналов от датчика частоты вращения входного вала $\omega_{вх}$ и датчика частоты вращения $\omega_{вых}$ выходного вала управляющего устройства *6*, поступают также сигналы от датчика q_A — объемного входного расхода жидкости гидронасоса, q_B — датчика объемного выходного расхода жидкости гидронасоса, датчика q_C — объемного расхода входного потока жидкости гидродвигателя и датчика q_D — объемного расхода потока жидкости на выходе гидродвигателя, регулирование частоты вращения $\omega_{вых}$ выходного вала гидродвигателя производится согласно уравнению:

$$\omega_{вых} = \omega_{вх}(U_{дн}/U_{дм} + q_B/q_D)0{,}5. \qquad (3)$$

Применение в системе управления микропроцессора, на вход которого поступают сигналы от датчиков объемного расхода жидкости, позволяет улучшить динамические свойства вариатора, т. е. обеспечить большую плавность переходных процессов при регулировании.

Возможность того, что гидронасос и гидродвигатель могут быть расположены отдельно друг от друга, в полной мере использована в варианте, когда силовым механизмом является ТС. Вариатор замещает коробку передач, имеет небольшие размеры и массу. Кроме того, обеспечивается движение ТС с постоянством отбора мощности от ДВС, что существенно повышает ресурс ДВС и облегчает работу водителя. Вместо датчика мощности в системе применен датчик положения регулятора подачи топлива. Его сигнал примерно пропорционален мощности, развиваемой ДВС. Получаемые микропроцес-

сором (см. рис. 5) сигналы преобразуются в набор команд, заставляющих вариатор обеспечивать требуемый закон регулирования (набор гипербол *3*, *4* на рис. 7). Ограничительная часть скоростной характеристики *1*, ограничительная часть характеристики по моменту нагрузки *5* предохраняют ТС от механических повреждений. Частичные характеристики *2* (см. рис. 7) обеспечивают плавность трогания ТС.

Применение описываемого в статье вариатора позволит ТС иметь те же характеристики, что и у паровоза, при этом первичный двигатель будет работать в благоприятных условиях, без перегрузок и рывков. Весь процесс регулирования будет сводиться к изменению потребляемой мощности.

Технико-экономические достоинства предложенного вариатора.

1. Упрощена конструкция устройства.
2. Имеется возможность раздельной установки гидронасоса и гидродвигателя.
3. Высокий КПД, достигающий 95 %.
4. Высокий диапазон регулирования, превышающий 1/1000.
5. Высокие регулировочные свойства.
6. Возможность плавного регулирования.
7. Расширение диапазона возможных применений, в частности, для ТС.
8. Небольшие размеры и масса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент** на изобретение: № 2454851 Российской Федерации, МПК B61L1/04 "Гидравлический вариатор с высоким передаточным числом (текст), А. М. Шубладзе, Ф. Ф. Пащенко, Л. Е. Круковский, заявитель и патентообладатель: Учреждение Российской академии наук Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова РАН (RU) — Заявка № 2010151751/11. Бюл. № 15 от 27.05.2012.
2. **Гулиф Н. В., Клоков В. Г., Юрков С. А.** Детали машин. — М.: Издательский центр "Академия", 2004. — С. 416. — ISBN 5-7695-1384-5.
3. **Гидравлика,** гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982.
4. **Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н.** Гидравлика и гидропривод. Учеб. для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Недра, 1991.
5. **Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник, ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. / Под. ред. А. А. Шейпака. — М.: МГТУ, 2003. 352 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ
принимает подписку на журнал
«ГРУЗОВИК»
ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА
на 2013 год.
Подписавшись в издательстве, вы:
1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:
E-mail: realiz@mashin.ru
Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.
Факс 8 (499) 269-48-97.
Отдел продаж, маркетинга, рекламы
WWW.MASHIN.RU

УДК 629.113.

Р. И. Соколов, канд. техн. наук, **В. С. Устименко**, канд. техн. наук, **Г. З. Лукьянов**, канд. техн. наук
НИИЦ АТ "ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ"
E-mail: amn12no@mail.ru

ВЛИЯНИЕ ПОСТОЯННОГО ОТБОРА МОЩНОСТИ НА ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ОАО "АЗ "УРАЛ"

В статье рассматривается формирование тягово-динамических характеристик автомобилей семейства "Мотовоз" при постоянном отборе мощности.

Ключевые слова: *постоянный отбор мощности, тягово-динамические характеристики, скорость, военная автомобильная техника.*

Анализ развития военной техники показывает, что вопросы постоянного отбора мощности от автомобилей многоцелевого назначения (АМН) в движении потребовали на современном этапе совершенствования вооружения и военной техники дальнейшего своего развития. Это связано с разработкой как новых образцов военной автомобильной техники (ВАТ), так и различных технических средств и систем вооружений, монтируемых на АМН, энергообеспечение которых требуется как на стоянке, так и в движении.

В настоящее время создан ряд типов приводных механизмов по отбору мощности на стоянке и в движении от силовых установок АМН. Однако эти вопросы, как правило, решались без необходимой проработки. Так, например, по утверждениям специалистов ОАО "АЗ "Урал", заявленный отбор мощности для семейства автомобилей "Мотовоз" составляет 40 % в движении (от N_e с учетом затрат мощности на привод аппаратов обслуживания двигателя и автомобиля) и обосновывается прочностными расчетами раздаточной коробки. Однако при этом не учитывается влияние указанного отбора мощности на формирование тягово-скоростных характеристик автомобиля.

С целью изучения вопросов наличия "свободной" мощности у автомобиля в движении, предельных величин отбора мощности и влияния постоянного отбора мощности на формирование тягово-скоростных свойств автомобиля была создана специальная передвижная лаборатория для исследования параметров постоянного отбора мощности от автомобиля в движении [1, 2].

Проведенные исследования [3, 4] показывают, что постоянный отбор мощности в движении при его неизменной величине в условиях случайного характера формирования суммарного сопротивления движению вносит свои особенности, определяемые тем, что запас удельной силы тяги на различных скоростях будет уменьшаться непропорционально мощности. При этом необходимо учитывать, что устанавливаемое на автомобилях и используемое для различных целей оборудование в основном работает или в режиме, согласующемся со скоростью движения автомобиля, или в автономном режиме, при котором мощность, отбираемая на привод, остается примерно постоянной во всем скоростном диапазоне движения автомобиля.

В работе [5] было установлено, что постоянный отбор мощности, уменьшая мощность и крутящий момент двигателя, деформирует его скоростную характеристику.

Теоретические и экспериментальные исследования влияния постоянного отбора мощности на формирование тягово-скоростных свойств проводились на автомобилях УАЗ-469, ЗиЛ-131, Урал-1320.

ОАО "АЗ "Урал", как указывалось, в технических условиях фиксирует постоянный отбор мощности в движении 40 % от N_e двигателя. Ранее проведенные исследования показывают, что эти показатели сильно завышены [6].

С учетом специфики выходного крутящего момента двигателя с постоянным отбором мощности рассмотрим возможные тягово-динамические характеристики современных автомобилей Урал-43206, Урал-4320-31 и Урал-532301.

Решив уравнения тягового баланса [7] относительно суммарного сопротивления движению, найдем:

$$\psi = \frac{2700 N_e \eta_{тр}}{V} - \frac{kFV^2}{3{,}6^2}, \qquad (1)$$

где $V = 0{,}377 r_k \frac{n}{i_k i_o}$.

С целью упрощения выкладок получим из выражения (1) расчетную зависимость динамического фактора:

$$D_i = \frac{P_{Ti} - P_B}{G_a} = \frac{P_{CBi}}{G_a} \geqslant \psi, \qquad (2)$$

где $P_{св} = P_i - P_в$ — свободная тяговая сила; $P_в$ — сила сопротивления воздуха.

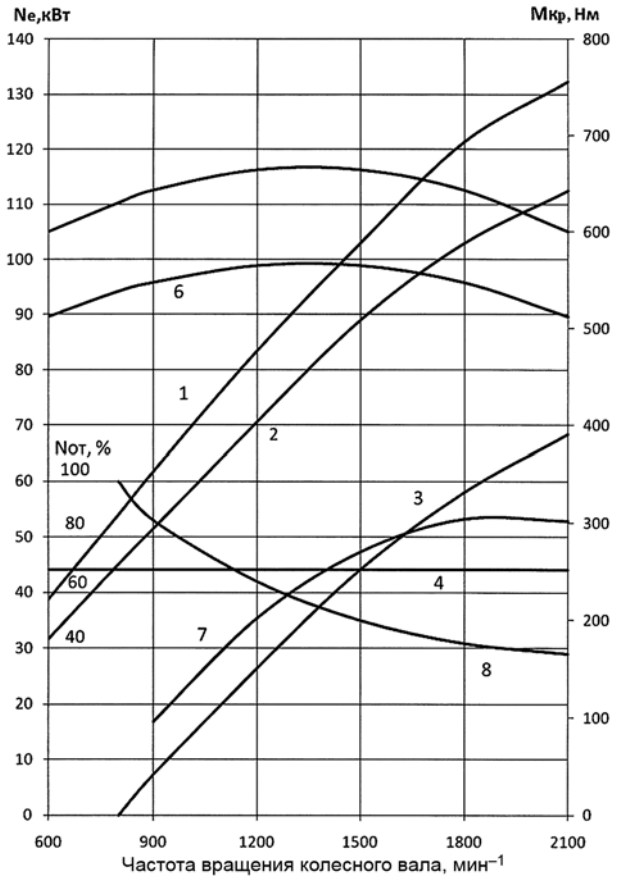


Рис. 1. Характеристика двигателя автомобиля Урал-43206 и механизма отбора мощности:

1 — скоростная характеристика двигателя; *2* — скоростная характеристика двигателя с учетом затрат мощности на привод аппаратов обслуживания двигателя и автомобиля; *3* — скоростная характеристика выходной мощности двигателя; *4* — скоростная характеристика механизма отбора мощности; *5* — характеристика крутящего момента двигателя; *6* — характеристика крутящего момента двигателя с учетом затрат мощности на привод аппаратов обслуживания; *7* — характеристика выходного крутящего момента двигателя; *8* — характеристика отбора мощности в процентах от текущих значений мощности по кривой *2*

Скорость автомобиля определялась по формуле:

$$V = \frac{0{,}105 n_i r_д}{U_{Ti}}, \qquad (3)$$

где n_i — частота вращения коленчатого вала; $r_д$ — радиус колеса; U_{Ti} — суммарное передаточное число трансмиссии.

В расчетах принимаем: $K_р = 0{,}95$, $\eta_т = 0{,}8$, где $K_р$ — коэффициент коррекции внешней скоростной характеристики двигателя; $\eta_т$ — коэффициент полезного действия трансмиссии.

На рис. 1 показано изменение характеристик двигателя автомобиля Урал-43206 при постоянном отборе мощности 44,11 кВт (60 л. с., 40 % от N_e (150 л. с.)) с учетом затрат мощности на привод агрегатов двигателя и автомобиля (15 %).

Из рис. 1 видно, что отбор мощности возможен при частоте вращения коленчатого вала двигателя 900 мин$^{-1}$ и выше (кривая *7*).

Используя для расчетов выражения (1)—(3) и значения моментов двигателя с отбором и без отбора мощности соответственно по кривым *6* и *7* (рис. 1), получим исходные данные для построения динамических характеристик, которые показаны на рис. 2.

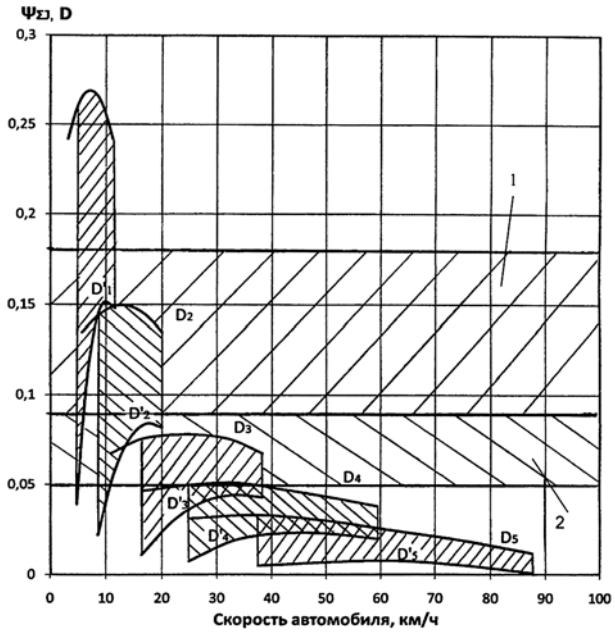


Рис. 2. Динамические характеристики автомобиля Урал-43206 с отбором и без отбора мощности:

кривые D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 без отбора мощности и с постоянным отбором мощности 44,44 кВт (60 л. с. на тех же передачах D'_1, D'_2, D'_3, D'_4, D'_5). *1* — грунтовая дорога удовлетворительного состояния ($\Psi_{\Sigma J}$ = 0,05—0,09); *2* — разбитая грунтовая дорога ($\Psi_{\Sigma J}$ = 0,09—0,18)

На рис. 2 показаны: зона *1* — соответствующая нормативным значениям относительного коэффициента суммарного сопротивления движению (качению, в том числе прицепа, подъему, на повороте, воздуха, инерции, колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс) для грунтовых дорог удовлетворительного состояния (ОСТ 37.001.520—96); зона *2* — то же для разбитых грунтовых дорог.

Из рис. 2 видно, что при движении по горизонтальному участку дороги с твердым покрытием автомобиль Урал-43206 с полной нагрузкой может развивать скорость 85 км/ч на пятой передаче при коэффициенте сопротивления движению $\psi \leqslant 0{,}025$—$0{,}03$ (кривая D_5). При отборе мощности в 44,11 кВт (60 л. с.), из-за отсутствия запаса мощности двигателя, движение автомобиля возможно лишь на передачах до четвертой включительно (кривая D_4). При этом отбор мощности возможен при скорости движения от 30 до 59 км/ч и будет носить неустойчивый характер, например, по причине случайного увеличения значения ψ, вызывающего уменьшение скорости или необходимость включения более низшей передачи.

По характеру кривой D_5' также видно, что движение на пятой передаче невозможно. Учитывая, что среднее значение коэффициента сопротивления движению ψ несколько выше 0,02 на дорогах с твердым покрытием, возможность движения на четвертой передаче практически исключена.

При принятом коэффициенте сопротивления движению $\psi = 0{,}025$—$0{,}03$ устойчивое движение автомобиля Урал-43206 возможно на третьей передаче в диапазоне скоростей 20—38 км/ч. При этом заявленный заводом отбор мощности возможен только при частоте вращения коленчатого вала 900 мин$^{-1}$ и выше. Верхняя граница этого диапазона и будет, по существу, определять максимальную скорость движения автомобиля, что на 56 % ниже максимальной его скорости без отбора мощности.

Из рис. 2 видно также, что отбор мощности смещает графики на высших передачах на одну ступень: кривые D_5 и D_4' в диапазоне 24—58 км/ч, кривые D_4 и D_3' при скоростях 20—38 км/ч, кривые D_2 и D_1' при скоростях 6—12 км/ч. Динамические характеристики при движении автомобиля на четвертой и третьей передачах с отбором мощности (кривые D_4' и D_3') будут ниже, чем при движении на пятой и четвертой передачах без отбора мощности (кривые D_5 и D_4).

Движение по грунтовым дорогам и местности с $\psi \geqslant 0{,}05$ с отбором мощности возможно лишь на второй и более низких передачах при частоте вращения коленчатого вала 900 мин$^{-1}$ и выше.

Преодолеваемый угол подъема при заданном коэффициенте может быть вычислен по выражению [4]:

$$\alpha = \arcsin \frac{D - f\sqrt{1 + f^2 - D^2}}{1 + f^2}. \qquad (4)$$

Приняв $f = 0{,}025$ и максимальные значения динамического фактора из графика (рис. 2), по выражению (4) найдем максимальные углы преодолеваемого автомобилем подъема без отбора и с отбором мощности, которые соответственно составят при пониженной передаче в раздаточной коробке 30° при $D = 0{,}497$ и 16,7° при $D' = 0{,}288$.

Анализ расчетных данных показывает, что отбор мощности в движении ухудшает тяговые качества автомобиля Урал-43206 при преодолении подъемов в 1,6—3,2 раза в зависимости от включенной передачи.

По данным [8], при работе автомобиля с дизелем в горных районах на высоте до 3000 м мощность снижается до 10 % и более. Приняв указанное значение в качестве исходной величины падения мощности, найдем максимальный динамический фактор на каждой передаче и оценим возможности работы автомобиля Урал-43206 в высокогорных условиях.

Результаты расчетов максимального динамического фактора автомобиля Урал-43206 на передачах в зависимости от высоты над уровнем моря без отбора мощности и при отборе мощности 44,11 кВт (60 л. с.) приведены в табл. 1, а для автомобиля Урал-4320-31 и Урал-532301 при отборе мощности 60,3 кВт и 75 кВт в табл. 2 и 3 соответственно.

Из полученных результатов для автомобиля Урал-43206 и Урал-4320-31 (табл. 1 и 2) следует, что

Таблица 1

Высота над уровнем моря, м		Динамический фактор на передачах автомобиля Урал-43206				
		I	II	III	IV	V
Без отбора мощности	До 200	0,268	0,149	0,078	0,047	0,028
	3000	0,241	0,134	0,07	0,042	0,025
С отбором мощности	До 200	0,151	0,084	0,044	0,023	0,0078
	3000	0,136	0,076	0,04	0,02	0,007

Таблица 2

Высота над уровнем моря, м		Динамический фактор на передачах автомобиля Урал-4320-31				
		I	II	III	IV	V
Без отбора мощности	До 200	0,261	0,145	0,076	0,046	0,026
	3000	0,235	0,13	0,068	0,04	0,23
С отбором мощности	До 200	0,144	0,08	0,042	0,023	0,008
	3000	0,129	0,072	0,038	0,02	0,007

Таблица 3

Высота над уровнем моря, м		Динамический фактор на передачах автомобиля Урал-532301							
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Без отбора мощности	До 200	0,28	0,188	0,135	0,096	0,081	0,054	0,036	0,024
	3000	0,252	0,169	0,12	0,086	0,073	0,048	0,032	0,021
С отбором мощности	До 200	0,157	0,1	0,075	0,053	0,048	0,027	0,016	0,0073
	3000	0,141	0,09	0,067	0,047	0,043	0,024	0,014	0,0065

движение автомобиля на ровных участках дороги без отбора мощности возможно на высоте 200 м над уровнем моря на всех передачах (при $\psi \leqslant 0{,}025$), а на высоте до 3000 м — до четвертой передачи включительно. На этой высоте движение на пятой передаче будет носить неустойчивый характер.

Движение автомобиля с отбором мощности в таких условиях эксплуатации будет затруднено в большей степени. Так, устойчивое движение на высоте 200 м и 3000 м над уровнем моря возможно лишь на передачах до третьей включительно, а на четвертой и пятой передачах движение на этих высотах вообще невозможно.

Ввиду того что удельные мощности у автомобилей Урал-43206 и Урал-4320-31 близки (11,38 кВт/т и 11,18 кВт/т соответственно), характер протекания и величины динамических характеристик этих автомобилей различаются незначительно.

При коэффициенте сопротивления движению $\psi = 0{,}025—0{,}03$ устойчивое движение автомобиля Урал-4320-31 с отбором мощности возможно на третьей передаче в диапазоне скоростей 20—38 км/ч, что на 56 % ниже максимальной скорости без отбора мощности (рис. 2).

Углы преодолеваемого автомобилем подъема без отбора и с отбором мощности соответственно составят 30° при $D_{пн} = 0{,}497$ и 14,9° при $D'_{пн} = 0{,}257$.

Анализ приведенных расчетных данных показывает, что отбор мощности в движении ухудшает тяговые качества автомобиля Урал-4320-31 при преодолении подъемов в 2,2—3,8 раза в зависимости от включенной передачи.

Движение по грунтовым дорогам и местности с $\psi \geqslant 0{,}05$ с отбором мощности возможно лишь на второй и более низших передачах.

Расчеты показывают, что при коэффициенте сопротивления движению $\psi = 0{,}025—0{,}03$ движение автомобиля Урал-532301 с постоянным отбором мощности 75 кВт (102 л. с., что составляет 40 % от N_e с учетом затрат мощности на привод аппаратов обслуживания двигателя и автомобиля) на восьмой и седьмой передачах невозможно. Движение на шестой передаче в диапазоне скоростей от 32 до 48 км/ч будет носить неустойчивый характер. Движение на пятой передаче возможно в диапазоне от 17 до 32 км/ч. Динамические характеристики при движении автомобиля с отбором мощности на передачах с первой по шестую будут ниже, чем при движении с первой по седьмую передачу без отбора мощности. Верхняя граница диапазона скоростей (32—48 км/ч) при движении на шестой передаче будет определять максимальную скорость движения автомобиля, что на 44 % ниже максимальной скорости без отбора мощности.

Максимальный угол преодолеваемого подъема автомобилем Урал-532301 с двигателем ЯМЗ-238Б без отбора мощности и на понижающей передаче в раздаточной коробке составит 25° при $D = 0{,}423$, что не соответствует ТУ (не менее 30°). С отбором мощности тот же угол становится равным 13,5° при $D' = 0{,}234$.

Таблица 4

Параметры	Урал-43206	Урал-4320-31	Урал-532301
Максимальная скорость, км/ч	85	85	80
Максимальная скорость с 40 %-м отбором мощности, км/ч	38	38	48
Снижение скорости, %	56,0	56,0	44,0
Максимальный угол преодолеваемого подъема, град.	30	30	25
Максимальный угол преодолеваемого подъема с 40 %-м отбором мощности, град.	16,7	14,9	13,5
Снижение максимального угла преодолеваемого подъема, %	44,0	50,0	46,0

Анализ расчетных данных показывает также, что отбор мощности в движении ухудшает тяговые качества автомобиля Урал-532301 при преодолении подъемов в 1,8—3,2 раза, в зависимости от включенной передачи.

Движение по грунтовым дорогам и местности с $\psi \geqslant 0{,}05$ с отбором мощности возможно лишь на третьей и более низших передачах.

Полученные результаты показывают, что движение автомобиля Урал-532301 на ровных участках дороги без отбора мощности возможно на высоте до 200 м и до 3000 м над уровнем моря на передачах с первой по седьмую (при $\psi \leqslant 0{,}025$). На этих высотах движение на восьмой передаче невозможно.

Устойчивое движение с отбором мощности на высоте 200 м над уровнем моря возможно лишь на передачах до шестой включительно. На высоте до 3000 м движение возможно на передачах с первой по пятую, а на передачах шестой, седьмой и восьмой движение на этой высоте невозможно.

Полученные значения максимальных скоростей движения и преодолеваемых подъемов исследуемых автомобилей с отбором и без отбора мощности (при $\psi \leqslant 0{,}025$) приведены в табл. 4, из которой видно, что отбор мощности в 40 % снижает указанные показатели на 44—56 % и 44—50 % соответственно.

Выводы

1. Характеристика выходного крутящего момента двигателя при отборе мощности существенно отлична от характеристики номинального момента во всем частотном диапазоне вращения коленчатого вала и имеет вид "падающей" характеристики в левой части графика, вследствие этого сужается по оборотам область устойчивой работы двигателя и ухудшается его приспосабливаемость к изменению внешнего сопротивления движению автомобиля.

2. Предлагаемый автомобильным заводом 40 %-й отбор мощности исходя из прочностных расчетов агрегатов трансмиссии может обеспечить движение автомобилей, однако при этом резко снижаются тягово-скоростные характеристики (динамический фактор, максимальная скорость, преодолеваемый подъем), а следовательно, и специальные свойства этих автомобилей, используемых в качестве базовых шасси под монтаж вооружения и военной техники.

Исходя из вышеизложенного, изготовителям автомобилей целесообразно:

— уточнить значения параметра отбора мощности при движении автомобилей;

— определить значения максимальных скоростей движения автомобилей с постоянным отбором мощности и дополнить ими соответствующие технические условия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Устименко В. С., Назаров С. К., Соколов Р. И.** Расчетно-экспериментальный метод определения свободной мощности отбора от автомобиля в движении // Научно-технический сборник / 21 НИИИ Минобороны России. — 1982. — № 1.
2. **Устименко В. С., Поддубко С. Н.** Передвижная лаборатория для исследования параметров постоянного отбора мощности от автомобиля в движении // Грузовик &. 2001. — № 4.
3. **Устименко В. С., Назаров С. К.** Формирование скоростного режима движения автомобилей в зависимости от величины отбора мощности // Научно-технический сборник 21 НИИИ Минобороны России. — 1986. — № 3.
4. **Устименко В. С., Соколов Р. И.** К вопросу исследования влияния отбора мощности на тягово-динамические характеристики многоцелевых автомобилей // Научно-технический сборник 21 НИИИ Минобороны России. — 1990. — № 4.
5. **Устименко В. С.** Постоянный отбор мощности от двигателя автомобиля в движении // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 5.
6. **Устименко В. С.** Количественная сторона отбора постоянной мощности при движении автомобиля // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 10.
7. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств // М.: Машиностроение — 1989.
8. **Труды** конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях // Тбилиси: Мецниереба — 1968.

УДК 629.113

А. Г. Картуков, канд. техн. наук, **В. Ю. Гумелев**, канд. техн. наук
Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище (военный институт)
E-mail: kartalg@yandex.ru

ПРИВЕДЕНИЕ СУХОЗАРЯЖЕННЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ДЛЯ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В РАБОЧЕЕ СОСТОЯНИЕ

В статье описаны особенности применения сухозаряженных аккумуляторных батарей, используемых на военной автомобильной технике, а также способы приведения их в рабочее состояние в различных условиях.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, контроль технического состояния, обычный способ, ускоренный способ.*

Сухозаряженной батареей (или батареей с сохраняющимся зарядом), в соответствии с ГОСТ Р 53165—2008, называется хранящаяся без электролита аккумуляторная батарея, электроды которой находятся в сухом заряженном состоянии [1]. Сухозаряженная стартерная аккумуляторная батарея представляет собой "сухую", т. е. не содержащую электролита батарею, при этом активная масса электродов аккумуляторов в такой батарее заряжена перед сборкой на заводе-изготовителе в процессе производства при формовке электродов (они проходят зарядку, промывку и просушку в потоке горячего воздуха). Пробки аккумуляторов герметично закрыты и предохраняют электроды аккумулятора от разрушения (коррозии) под воздействием внешней среды — влаги и воздуха. Все это позволяет обеспечить длительное хранение батареи (до 5 лет). Транспортировка таких батарей дешевле и безопасней — они легче и не содержат вредного и опасного для здоровья человека электролита. Но сухозаряженные батареи не готовы к немедленному использованию и их нельзя проверить на работоспособность без заливки электролита.

Автомобильные аккумуляторные батареи в исполнении моноблока с ячеечными крышками и межэлементными перемычками над крышками и моноблока с общей крышкой и межэлементными перемычками под крышкой выпускаются и поставляются изготовителям для военной автомобильной техники (ВАГ) Вооруженных сил РФ, в основном именно сухозаряженными.

Такие батареи приводятся в рабочее состояние обычным или ускоренным способом. От качества приведения сухозаряженных аккумуляторных батарей в рабочее состояние зависит их надежность и ресурс при дальнейшей эксплуатации.

При необходимости срочного ввода в эксплуатацию автомобильных аккумуляторных батарей в особый период допускается их ускоренное приведение в рабочее состояние. Сухозаряженные батареи в рабочее состояние приводятся младшими специалистами автомобильной службы в аккумуляторных зарядных станциях парков войсковых частей. С этой целью на аккумуляторных зарядных станциях в соответствии с приказом Министра бороны РФ [2] оборудуются рабочие и вспомогательные помещения или специальные участки (места).

Персонал аккумуляторной зарядной станции обеспечивается костюмами из хлопчатобумажной материи с кислотостойкой пропиткой, а для работы при низкой температуре окружающей среды — костюмами из грубошерстного сукна. На каждой аккумуляторной зарядной станции должны быть в необходимом количестве индивидуальные защитные и нейтрализующие средства, а при приведении батарей в рабочее состояние и при их заряде должны применяться специальная посуда и приспособления (рис. 1).

В аптечке для оказания первой помощи должен быть запас нейтрализующих и медицинских средств: двууглекислая (пищевая) сода, марганцевокислый калий, настойка йода, нашатырный спирт, вазелин, а также марлевые тампоны и бинты.

Таблица 1

Плотность заливаемого электролита при приведении аккумуляторных батарей в рабочее состояние

Климатические зоны и районы. Средняя месячная температура воздуха в январе, °С (ГОСТ 16350—70)	Номер зон и районов	Время года	Плотность электролита, приведенная к температуре плюс 25 °С, г/см^3	
			заливаемого	полностью заряженной батареи
Холодная с климатическим районом очень холодный (от минус 50 до минус 30)	**Iа**	Зима Лето	1,28 1,24	1,30 1,26
Холодная с климатическим районом холодный (от минус 30 до минус 15)	**Iб**	Круглый год	1,26	1,28
Умеренная (от минус 15 до минус 8)	**II**		1,24	1,26
Жаркая (от минус 15 до плюс 4)	**III**		1,22	1,24
Теплая, влажная (от 0 до плюс 4)	**IV**		1,20	1,22
Примечание. Допускается отклонение плотности электролита от значений, приведенных в таблице, на ±0,01 г/см^3.				

Для приведения сухозаряженных батарей в рабочее состояние обычным способом нужно в следующей последовательности [3]:

— снять защитный кожух и крышку, очистить поверхности батареи от пыли, а полюсные выводы от смазки;

— внешним осмотром убедиться в исправности моноблоков и отсутствии дефектов в мастике (пузыри, трещины, отслоения);

— вывернуть пробки из заливочных отверстий аккумуляторов и удалить герметизирующие прокладки (если они установлены);

— срезать прилив каждой пробки аккумулятора и очистить ее вентиляционные отверстия (если этого не сделать, то возникнет опасность разрыва крышки аккумулятора или мастики батареи газами, выделяющимися при зарядке);

— залить в каждый аккумулятор электролит плотностью, указанной в табл. 1.

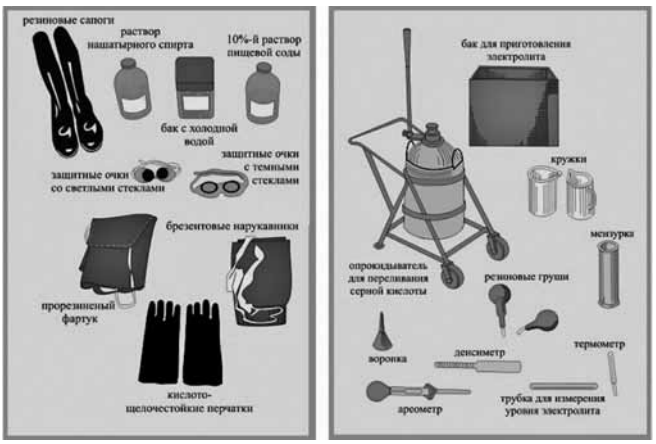


Рис. 1. Защитные и нейтрализующие средства, посуда и приспособления, применяемые при приведении аккумуляторных батарей в рабочее состояние

Таблица 2

Приготовление 1 литра электролита необходимой плотности

Плотность электролита, приведенная к плюс 25 °С, г/см^3	Количество воды, л	Количество кислоты плотностью 1,83 г/см^3 при температуре плюс 25 °С	
		л	кг
1,20	0,859	0,200	0,360
1,22	0,839	0,221	0,404
1,24	0,819	0,242	0,444
1,26	0,800	0,263	0,484
1,28	0,781	0,285	0,523
1,40	0,650	0,423	0,776

Электролит заливается в аккумуляторы тонкой струей. Для заливки применяют фарфоровую, полиэтиленовую или эбонитовую кружку и стеклянную, полиэтиленовую или эбонитовую воронку. Нормальный уровень электролита над предохранительным щитком — по тубусу заливной горловины.

Температура заливаемого в аккумуляторы электролита должна быть от плюс 15 до 30 °С. После пропитки, проходящей в течение 2 ч, производится контроль плотности электролита. При приготовлении электролита необходимо руководствоваться табл. 2.

Если плотность электролита понизится не более чем на 0,03 г/см^3 против плотности заливаемого электролита, батареи могут быть переданы в эксплуатацию. Если же плотность электролита понизится более чем на 0,03 г/см^3, батареи подлежат заряду. Температура электролита перед зарядом батарей не должна быть выше 30 °С в холодной и умеренной зонах и не выше 35 °С в жаркой и теплой, влажной зонах.

Районирование территории Российской Федерации по воздействию климата на технические изделия и материалы представлено на рис. 2 [3].

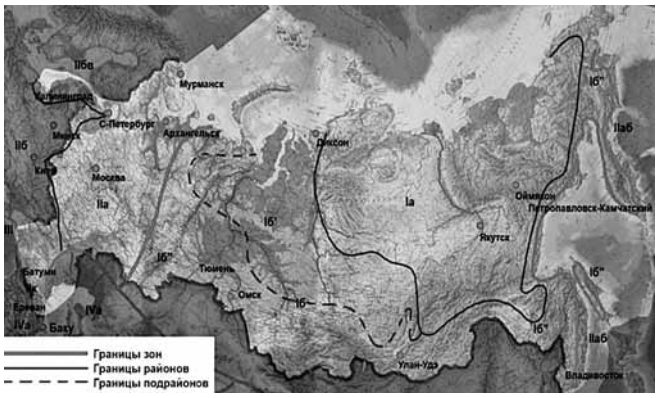


Рис. 2. Районирование территории Российской Федерации по воздействию климата на технические изделия и материалы

Заряд батарей производится согласно руководству [3]. Продолжительность первого заряда зависит от срока хранения батарей в сухом виде с момента изготовления до приведения в рабочее состояние. Окончание заряда определяется по постоянству напряжения аккумуляторов и плотности электролита в течение 2 ч.

Перед зарядом по тубусу заливной горловины следует довести уровень электролита над предохранительным щитком до нормального. Температура электролита перед включением батареи на заряд не должна превышать плюс 30 °С. Батарею необходимо заряжать постоянным током (типа 6СТ-190 — током 19 А, батареи-модули 6ТСТС-100 — током 10 А) до тех пор, пока не наступит обильное газовыделение во всех аккумуляторах батареи, а напряжение и плотность электролита останутся постоянными в течение 2 ч. В процессе заряда температура электролита не должна превышать плюс 45 °С. При достижении указанной температуры электролита зарядный ток следует уменьшить наполовину и, соответственно, увеличить время заряда или же прекратить заряд на время остывания электролита до температуры плюс (30—35) °С.

В процессе заряда плотность электролита повышается и к концу заряда должна достигать указанного в табл. 1 значения с учетом температурной поправки согласно табл. 3. При повышении температуры на 1 °С плотность электролита уменьшается, а при понижении температуры на 1 °С, наоборот, увеличивается на 0,0007 г/см^3. На каждые 15 °С изменения температуры плотность изменяется примерно на 0,01 г/см^3. Исходной считается температура электролита — плюс 25 °С. Поэтому при измерении плотности электролита следует учитывать его температуру и в необходимых случаях вносить поправку к показаниям ареометра, пользуясь табл. 3.

В конце заряда, если плотность электролита, измеренная с учетом температурной поправки (табл. 3), будет отличаться от нормы, провести корректировку

Таблица 3

Величины поправок к показанию ареометра в зависимости от температуры электролита

Температура электролита при измерении его плотности, °С	Поправка к показанию ареометра, г/см^3
От минус 55 до минус 41	–0,05
От минус 40 до минус 26	–0,04
От минус 25 до минус 11	–0,03
От минус 10 до плюс 4	–0,02
От плюс 5 до плюс 19	–0,01
От плюс 20 до плюс 30	0,00
От плюс 31 до плюс 45	+0,01
От плюс 46 до плюс 60	+0,02

плотности доливкой дистиллированной воды (если плотность выше нормы) или доливкой электролита плотностью 1,40 г/см^3 (если плотность ниже нормы). После корректировки плотности (для перемешивания электролита) продолжить заряд батареи в течение 30—40 мин.

Через 30 мин после окончания заряда установить нормальный уровень электролита над предохранительным щитком по тубусу заливной горловины. Для более точной установки эксплуатационного уровня электролита следует применять резиновую грушу со специальными наконечниками, как показано на рис. 3.

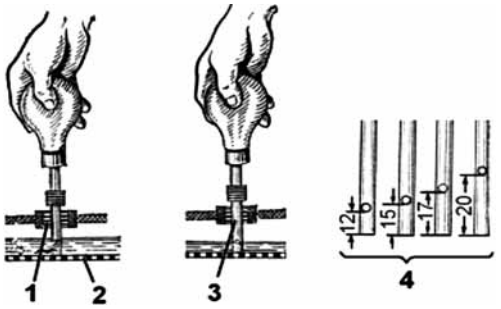


Рис. 3. Применение резиновой груши со специальными наконечниками:

1 — заливное отверстие в крышке аккумулятора; *2* — предохранительный щиток; *3* — наконечник груши с боковым отверстием; *4* — комплект сменных наконечников

Рис. 4. Последовательность приведения сухозаряженных аккумуляторных батарей в рабочее состояние ускоренным способом

Таблица 4

Приготовление электролита в два этапа для батарей, хранившихся при температурах от минус 10 до 30 °С

Наименование этапа	Плотность получаемого электролита, г/см^3	Количество добавляемой серной кислоты плотностью 1,83 г/см^3, л
Предварительное разведение производится заранее, с учетом времени, необходимого для остывания электролита до плюс 15 °С, и хранится в отапливаемом помещении	1,20—1,21 при плюс 15 °С	0,24 на литр воды
Окончательное приготовление производится непосредственно перед заливкой	1,26—1,28 при плюс 40 °С	0,13 на литр полученного электролита

Для батареи, у которой имеется в заливной горловине аккумулятора тубус, применение резиновой груши также значительно упростит и ускорит установку точного и одинакового уровня электролита во всех ее аккумуляторах.

После установки эксплуатационного уровня электролита ввернуть пробки, поверхность батареи тщательно протереть ветошью, смоченной водой, и вытереть насухо. Установить крышку и защитный кожух.

Приведение сухозаряженных аккумуляторных батарей в рабочее состояние ускоренным способом проводится в соответствии со следующими требованиями.

Личный состав, прибывающий из подразделений на аккумуляторную зарядную станцию для помощи штатным аккумуляторщикам при приведении сухозаряженных батарей в рабочее состояние в особый период, должен полностью обеспечиваться костюмами из хлопчатобумажной материи с кислотостойкой пропиткой, другими защитными и нейтрализующими средствами [2]. Последовательность приведения сухозаряженных аккумуляторных батарей в рабочее состояние ускоренным способом представлена на рис. 4.

Приведение в рабочее состояние сухозаряженных аккумуляторных батарей со сроком хранения до одного года

При необходимости быстрого ввода сухозаряженных батарей в эксплуатацию допускается устанавливать их на автомобили без проверки плотности электролита после пропитки. Приведение в рабочее состояние необходимо производить при температуре батарей и заливаемого электролита не ниже плюс 15 °С. При необходимости срочного ввода в эксплуатацию сухозаряженных батарей, хранящихся при отрицательных температурах до минус 30 °С, заливать электролит плотностью (1,26—1,28) г/см^3 с температурой плюс (38—42) °С.

Батареи, хранившиеся при отрицательных температурах (до минус 10 °С), могут быть после их заливки горячим электролитом и 20-минутной пропитки сданы в эксплуатацию. Аккумуляторные батареи, хранившиеся при температурах от минус 10 до 30 °С (для батарей типа 6СТ-190ТРН — до минус 40 °С), приводятся в рабочее состояние таким же способом, но продолжительность пропитки их в этом случае увеличивается до одного часа. При этом электролит приготавливается в два этапа согласно табл. 4. Залитые электролитом батареи после пропитки электродов в течение часа устанавливаются на автомобиль. Уровень электролита над предохранительным щитком должен быть нормальным — по тубусу заливной горловины.

Приведение в рабочее состояние сухозаряженных аккумуляторных батарей со сроком хранения более одного года

Батареи со сроком хранения в сухом виде от одного года до пяти лет приводятся в рабочее состояние способом заливки электролита плотностью 1,28 г/см^3 с одновременным зарядом в течение часа током (0,3—0,4) C_{20} без предварительной пропитки.

В зависимости от температурных условий хранения батарей работы выполняются в следующей последовательности:

— при температуре выше минус 10 °С — заливка электролита плотностью 1,28 г/см^3 и заряд;

— при температуре ниже минус 10 °С — заливка электролита плотностью 1,19 г/см^3 до уровня верхних кромок электродов, затем доливка кислоты плотностью 1,83 г/см^3 до нормального уровня и заряд. В результате при вливании кислоты в электролит плотностью 1,19 г/см^3 получается электролит плотностью 1,28 г/см^3 с температурой плюс (38—42) °С.

При первой возможности батареи, приведенные в рабочее состояние ускоренным способом, следует полностью зарядить и откорректировать плотность электролита в соответствии с климатическим районом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ Р 53165—2008.** Батареи аккумуляторные свинцовые стартерные для автотракторной техники. Общие технические условия [Текст]. — Введ. 2009—07-01. — М.: Стандартинформ, 2008.
2. **Министерство обороны РФ.** Приказы. О введении в действие руководства по единым типовым требованиям к паркам воинских частей Вооруженных сил Российской Федерации [Текст]: Приказ Министра Обороны РФ 1992 г. № 28. — Введ. 1992—09-01. — М.: Воениздат, 1992. 284 с.
3. **Свинцовые** стартерные аккумуляторные батареи [Текст]: руководство. — М.: Воениздат, 1983. 184 с.

УДК 629.33.083.5

А. А. Солнцев, канд. техн. наук, **Н. И. Отрощенко**, МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

СИСТЕМА КОРРЕКТИРОВАНИЯ ПЕРИОДИЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрена система избирательного технического обслуживания компании Mercedes-Benz, определяющая объемы работ при плановом ТО. Впервые система избирательного технического обслуживания (СИТО) была реализована компанией Mercedes-Benz (210 тип) в системе Assyst (Active Service System) в 1997 году. Данная система позволяла регулировать периодичность технического обслуживания гибко и в большинстве случаев стремилась к увеличению межсервисных интервалов.

Ключевые слова: *модель, увеличение пробега, объемы работ, эксплуатация автомобиля, избирательность, стратегии технического обслуживания.*

Идея рассмотрения принципа избирательности как основы стратегии технического обслуживания (ТО) не нова. Система согласует периодичность ТО с действительной его потребностью на основе оценки условий эксплуатации автомобиля. Для этого блок управления комбинации приборов (KI) постоянно регистрировал различные параметры движения, которые анализировались в собственном процессоре системы Assyst. В данной системе впервые был применен датчик состояния и уровня масла индукционного типа для целей избирательности ТО.

В дальнейшем развитие системы избирательного технического обслуживания компании Mercedes-Benz привело к созданию системы Assyst Plus, впервые представленной в январе 2002 года на новом 211 типе. Система получила новый блок управления, который теперь находится не в комбинации приборов, а в блоке центрального интерфейса (ZGW). Вся собираемая информация с других блоков управления, непосредственно относящаяся к системе Assyst Plus, преобразуется в код ТО. Данный код был необходим для определения объемов работ при плановом посещении станции технического обслуживания. Также в системе данного типа впервые был применен *тормозной алгоритм*, главной ценностью которого были простота и наглядность прогнозирования изменения состояния тормозных колодок. Тормозной алгоритм взят за основу для создания обобщенной модели СИТО.

Для создания обобщенной модели СИТО в системе координат $L_\Sigma D_\Sigma$, где L_Σ — суммарный пробег автомобиля, D_Σ — дни эксплуатации, строится кривая эксплуатации, характеризующая нарастание суммарного пробега автомобиля по дням эксплуатации.

Для целей СИТО необходимо выбрать удобный способ прогнозирования. Изначально рассматривается вариант прогнозирования, при котором текущим графикам эксплуатации соответствует прямая с уравнением $D_\Sigma = kL_\Sigma$, где угловой коэффициент k представляет собой среднее значение угловых коэффициентов, определяемых ежедневно (n — текущий день эксплуатации):

$$\overline{k} = \frac{1}{n}\sum_{u=1}^{n} k_i,$$

$$k_1 = \frac{D_1}{L_1},$$

где $k_1 = \dfrac{D_2}{L_1 + L_2}$; ...; $k_1 = \dfrac{D_n}{\sum\limits_{i=1}^{n} L_i}$.

Таким образом, можно отслеживать тенденцию в увеличении пробега, заменяя текущую кривую эксплуатации прямой линией для целей прогнозирования.

На рис. 1 и 2 отражено принципиальное свойство СИТО, при котором избирательность осуществляется путем сравнения текущего значения дня эксплуатации ($D_{\text{тек}}$) с расчетным ($D_{\text{расч}}$).

Объективно ясно, что кривые эксплуатации на рис. 2 никак не связаны с характеристиками надежности автомобиля до того момента, пока они не пересекут линии, отсекающие область, в которой автомобиль может эксплуатироваться без ТО (такие линии удобно называть отсечками). Так как определение периодич-

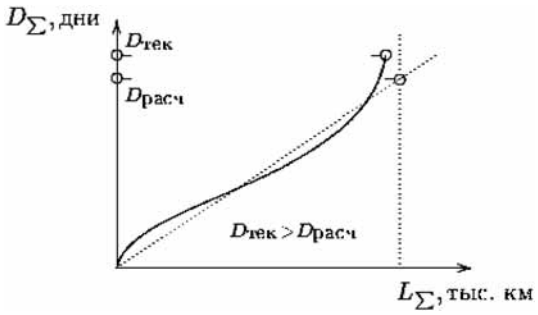


Рис. 1. Возможный вариант срабатывания системы

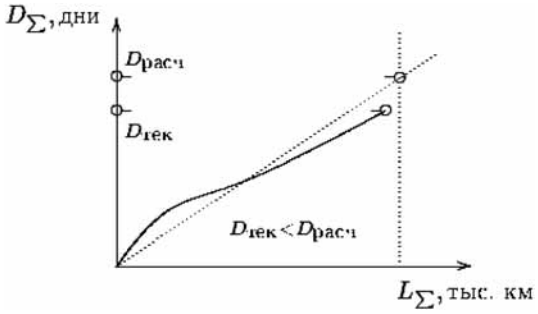


Рис. 2. Отсутствие срабатывания системы

ности связано с надежностью автомобиля (а отсечки есть не что иное, как значения периодичности), следовательно, пересечения графиков эксплуатации и отсечек имеет надежностный смысл.

Если значение текущего дня эксплуатации меньше расчетного ($D_{тек} < D_{расч}$), полученного выбранным способом прогнозирования, то требование о прохождении ТО не поступит.

Если значение текущего дня эксплуатации больше расчетного ($D_{тек} > D_{расч}$), то в рамках системы избирательного технического обслуживания необходимо провести ТО раньше момента достижения отсечки по пробегу.

Поэтому задача СИТО заключается в следующем: *рассматривая кривую эксплуатации, определить (удобным способом прогнозирования) расчетное значение дня достижения пробега по отсечке и сравнить его с текущим значением дня эксплуатации, когда был осуществлен расчет*.

В зависимости от условий эксплуатации возникает необходимость в корректировании периодичности ТО. В СИТО мы будем осуществлять корректировку за счет наклона отсечки.

На рис. 3 отражена суть корректирования момента поступления требования на ТО за счет наклона отсечки. Анализируя кривую эксплуатации, строится прямая, с помощью которой определяется расчетное значение дня достижения пробега по отсечке. Угол наклона данной прямой представляет собой

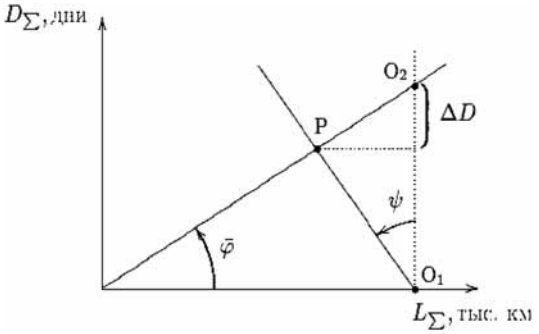


Рис. 3. Корректирование периодичности технического обслуживания

арктангенс среднего значения угловых коэффициентов $k_1, k_2, ..., k_n$. То есть:

$$\bar{\varphi} = \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} k_i\right) = \mathrm{arctg}(\bar{k}).$$

В зависимости от условий эксплуатации определяется угол наклона отсечки ψ. В благоприятных условиях значение угла ψ откладывается по часовой стрелке с целью увеличения периодичности ТО. В ином случае значение угла ψ откладывается против часовой стрелки (см. рис. 3).

При этом, рассматривая треугольник PO_1O_2, можно определить значение ΔD, характеризующее изменение (в данном случае — уменьшение) количества дней эксплуатации в данных условиях по сравнению с нормальными условиями, соответствующими вертикальному положению отсечки O_1O_2.

Итак, рассматривая треугольник PO_1O_2, получим:

$$\Delta D = D_\perp \frac{\mathrm{tg}(\psi)\mathrm{tg}(\bar{\varphi})}{1 + \mathrm{tg}(\psi)\mathrm{tg}(\bar{\varphi})},$$

где $D_\perp$ — расчетное значение дня достижения пробега по отсечке при эксплуатации в нормальных условиях (соответствует значению дня в точке O_2).

Аналогичным образом рассматривается вариант при повороте отсечки по часовой стрелке в сторону увеличения пробега.

Таким образом осуществляется организация в общем виде работы СИТО, где каждый автомобиль в зависимости от условий эксплуатации и режимов движения получает индивидуальное значение пробега до технического обслуживания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Информационный модуль:** Активная сервисная система Assyst/Assyst Plus по состоянию на 04.09. — Штутгарт, УЦ "Мерседес-Бенц". 30 с.
2. **Сысоева С.** Новые системы телематики. Максимум безопасности, надежности и беспроводных сервисных услуг // "Компоненты и технологии". 2007. № 9. 9 с.

УДК 629.113

И. В. Воробьев, В. А. Егоров, И. В. Фирсов, МГТУ "МАДИ"
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ПУТИ ОРГАНИЗАЦИИ СТАНЦИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассмотрены вопросы организации станций технического обслуживания автомобилей в Москве.

Ключевые слова: *автомобильный парк, организация станций технического обслуживания, ремонт автомобилей, услуги, предприятия технического сервиса.*

Автопарк столичного региона развивается в последние несколько лет чрезвычайно динамично. Происходит увеличение количества зарегистрированных автомобилей, существенно меняется структура автомобильного парка (рис. 1).

Автомобильный парк Москвы распределен по административным округам неравномерно. Так же неравномерно распределены по округам и предприятия технического сервиса. Западный, Северный, Юго-Восточный и Южный административные округа столицы наиболее обеспечены автосервисами.

В центральном административном округе размещен минимум таких предприятий. Это обусловлено наибольшей платой, взимаемой за аренду необходимых площадей. К тому же найти подходящее помещение в центре для организации сервисного предприятия достаточно тяжело, так как все площади практически заняты всевозможными организациями.

Недостаточное количество постов предприятий технического сервиса наблюдается в Южном, Юго-Западном, Восточном и Зеленоградском административных округах города Москвы.

Рис. 1. Прогнозирование объема производства легковых автомобилей, тыс. штук (по данным независимого аналитического агентства экономического развития Global Insight)

В России появляются независимые сервисы, равные по оснащению и квалификации персонала дилерским станциям, но сегодня таких предприятий мало. Большую часть сервисных станций составляют мелкие и средние частные станции сервисного обслуживания, которые наиболее часто сталкиваются с проблемами подбора персонала и оборудования для обеспечения наиболее полного и выгодного предоставления услуг.

В настоящее время существует несколько путей организации станции технического обслуживания автомобилей. Самый простой, но в то же время и наиболее затратный способ — строительство нового здания, реконструкция старых или создание новых производственных площадей. Чаще всего такой способ строительства используют российские и зарубежные компании, желающие открыть новую дилерскую станцию, при этом обладающие большим стартовым капиталом.

Наиболее распространенный способ — аренда уже существующих площадей с монтажом необходимого оборудования.

Для подсчета необходимой производственной мощности за основу берется такой показатель, как количество заездов автомобилей в сервис.

Итак, основным фактором при открытии автосервиса является его месторасположение. Оно должно быть наиболее выгодным. В противном случае никакое современное оборудование и квалификация специалистов не обеспечат максимально возможной прибыли.

Важно проанализировать возможную прибыль. Следует определиться, какие из услуг востребованы, а какие — нет.

Необходимо понять, какого размера помещение требуется для оказания определенного объема конкретных услуг и каким будет уровень технического обеспечения станции. Анализ спроса и тенденций развития рынка даст возможность определиться, какие из услуг наиболее востребованы: стоит ли открывать станцию полного технического обслуживания и ремонта автомобилей или лучше выполнять узкий спектр невостребованных работ.

Потребуется также определиться, какой штат сотрудников необходим и какой квалификацией они должны обладать для выполнения необходимых работ.

В условиях небольших сервисных станций актуально совмещение профессий некоторыми или всеми сотрудниками станции, что, в свою очередь, накладывает некоторые ограничения при наборе персонала.

Важным аспектом оказания услуг является качество выполняемых работ. От качества работ и удовлетворенности запросов клиентов зависит конкурентоспособность. Важность качественного оказания услуг должен осознавать как директор сервисной станции, так и рядовой сотрудник. Необходимо знать потребности и быть ориентированным на клиентов. Также важно обратить внимание на профессиональный уровень каждого работника и определиться с ценовой политикой станции.

Наиболее важно при проведении анализа организационно-производственной структуры существующих предприятий принять во внимание время, которое компании просуществовали на рынке автосервисных услуг. Многие из сервисов существуют достаточно давно, они пережили различные экономические потрясения и тем самым доказали свое право на существование. Поэтому планируется рассматривать автосервисы, которые не ушли с рынка, а, вопреки сложным экономическим условиям, в том числе кризису, начавшемуся в конце 2008 года, продолжают функционировать.

Срок, который предприятие планирует продержаться на рынке, важно определить перед открытием сервисной станции. Если период работы будет краткосрочным, то нет смысла вкладывать большие средства, скажем, в отделку помещений.

Помимо этого, важно учитывать регион и принять во внимание особенности его автомобильного парка. В работе планируется разработать рекомендации для организации сервисных станций на основе собранных статистических данных по Москве.

Класс обслуживаемых автомобилей тоже является одним из немаловажных факторов, напрямую влияющих на организацию сервисной станции (рис. 2).

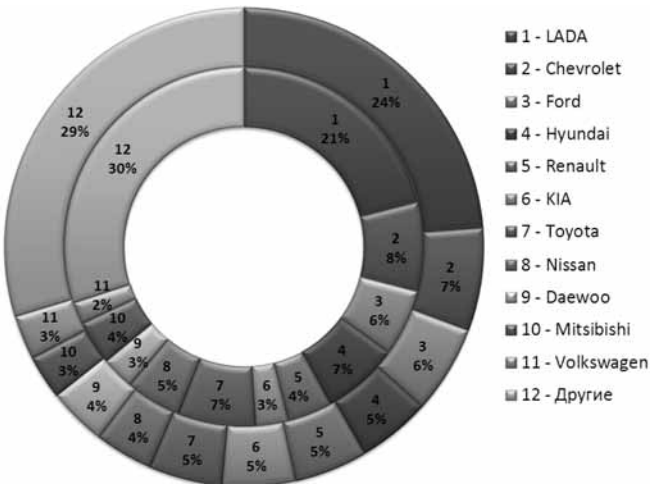


Рис. 2. Продажи легковых автомобилей в РФ: 2008 год — внутренняя диаграмма, 2009 год — внешняя диаграмма (по данным Ассоциации европейского бизнеса (АЕБ))

Так как у разных станций технического сервиса может быть разная специализация, необходимо определиться, в каком сегменте автомобильного рынка будет работать станция, — будет ли это комплексная станция по обслуживанию и ремонту автомобилей либо специализированная мастерская по видам услуг: шиномонтаж, кузовной ремонт, автомойка.

Также необходимо определить услуги, которые могут предоставляться станциями технического обслуживания автомобилей. Постановлением Госстандарта Российской Федерации утвержден Общероссийский классификатор услуг населению. Стоит отметить, что наиболее востребованные услуги строго соответствуют кодам данного классификатора. В связи с этим следует, пользуясь данным документом, выбрать услуги, которые предлагаются сервисными станциями, и составить таблицы, необходимые для анкетирования. Далее следует собрать статистические данные и определить наиболее востребованные на рынке услуги.

Как уже упоминалось, необходимо принимать во внимание время существования станции. Чтобы получить достоверную картину, следует рассматривать функционирование станции на протяжении длительного промежутка времени.

В течение нескольких лет собирались данные по различным автомобильным сервисам Москвы. На их основе предполагается построить зависимости различных факторов от имеющихся производственных площадей, принимая во внимание время существования предприятий технического сервиса на рынке предоставления сервисных услуг владельцам автомобилей.

Для построения функций зависимости рекомендуемого количества постов от базового образующего параметра (площади участка, принадлежащего СТОА) в первую очередь был проведен анализ влияния срока существования СТОА на зависимость между площадью и количеством постов. Применение линейной функции для исследуемой зависимости не совсем подходит для решения данной задачи. Это показывает как графическое пообъектное представление анализируемой выборки, данное в осях "общая площадь"—"количество постов" (рис. 3), так и общие представления, в частности, то, что на принятие решения о необходимом количестве постов в зависимости от имеющейся в наличии площади влияют и уровень представления о потребностях бизнеса для стабильного существования и развития, и психотип владельцев автобизнеса. Для владельцев мелких станций эти показатели отличаются от аналогичных показателей владельцев средних и крупных предприятий, что сказывается на структуре СТО и, в частности, на исследуемых зависимостях.

Структура автосервиса — сложный объект исследования, особенно если подходить к анализу его с точки зрения оптимизации в обобщенном, универсальном виде. Владельцы предприятия могут, например, провести диверсификацию части площадей в родственном или ином направлении, а также задать особую специализацию СТОА, изменить заранее запланированный спектр проводимых на СТОА работ. Это приведет к отклонениям в соотношении площади и постов, рабочих и т. д., но может повысить выживаемость СТОА, особенно в условиях нестабильной экономической ситуации.

Для правильного вывода о влиянии времени существования СТОА на исследуемую задачу была

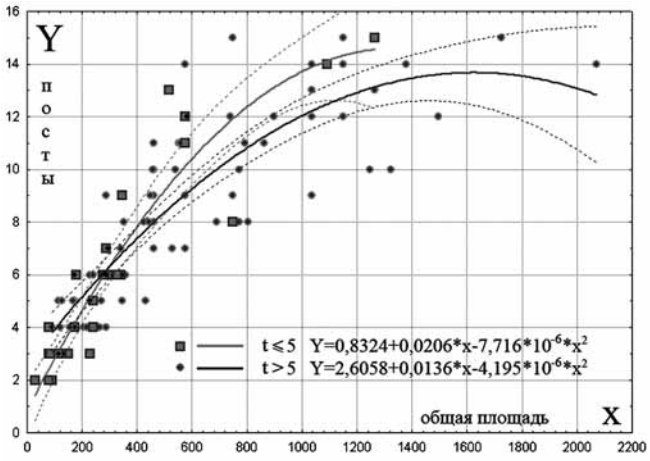


Рис. 3. Зависимость количества постов от общей площади СТОА

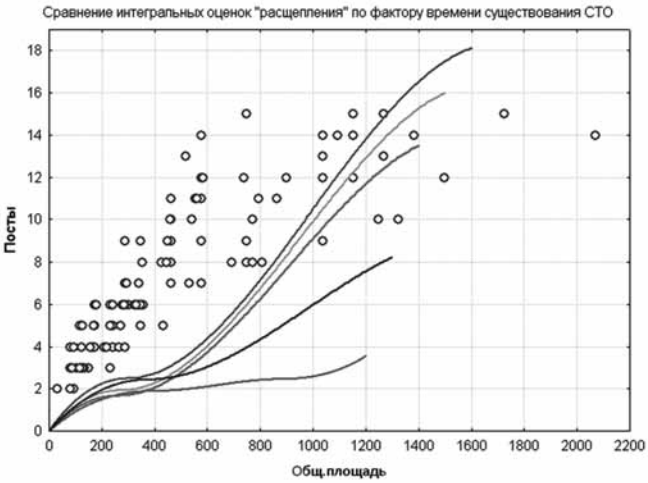


Рис. 4. Функция интегрального расстояния

проведена численная оценка. В качестве функции оценки качества разделения группы СТОА из рассматриваемой выборки на две подгруппы по фактору жизнестойкости (время существования) была использована функция интегрального расстояния, представляющая из себя интеграл модуля разности двух (по одному для каждой подгруппы) аппроксимирующих полиномов, которые графически представлены на рис. 4 для нескольких границ по "t".

Анализ показал, что наибольшее интегральное расстояние между расщепленными группами данных, описывающих структуру предприятия, оказывается при разделении данных по параметру "t" ("время жизни" СТОА) по границе 5 лет. Из рассмотренных типов регрессий на первом этапе использовалась функция, показавшая достаточную достоверность аппроксимации (по коэффициенту детерминации) — квадратный полином. На рис. 5 показан сводный график, отображающий зависимость количества постов от общей площади для двух групп данных: $t \leqslant 5$ лет и $t > 5$ лет.

После фильтрации по критерию "время жизни" и отбрасывания данных, не принадлежащих группе СТОА, показавших хорошую жизнестойкость ($t > 5$ лет), на втором этапе был проведен подбор функций для зависимости рекомендуемого числа постов от полной площади предприятия.

При оптимальных параметрах функций аппроксимации наивысшие значения коэффициента детерминации показала аппроксимация гиперболической функцией, поэтому именно эта функция и была принята за базовую при подборе зависимости для подгруппы "$t > 5$" (рис. 5). Для построения зависимостей по остальным параметрам оказалось вполне допустимо использование линейной регрессии (рис. 6, 7).

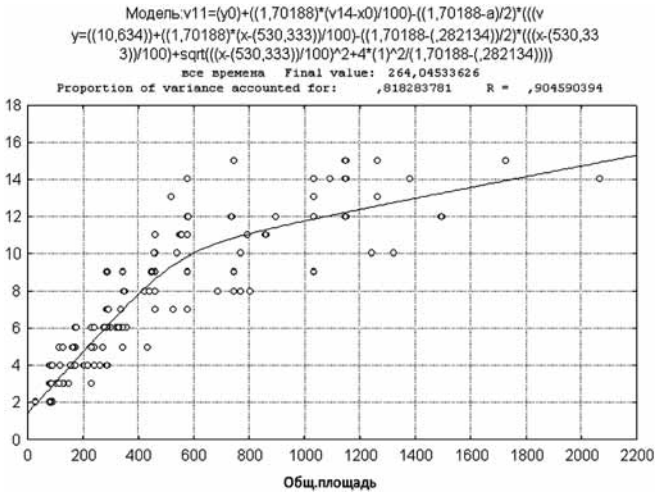


Рис. 5. Зависимость количества постов от общей площади предприятия

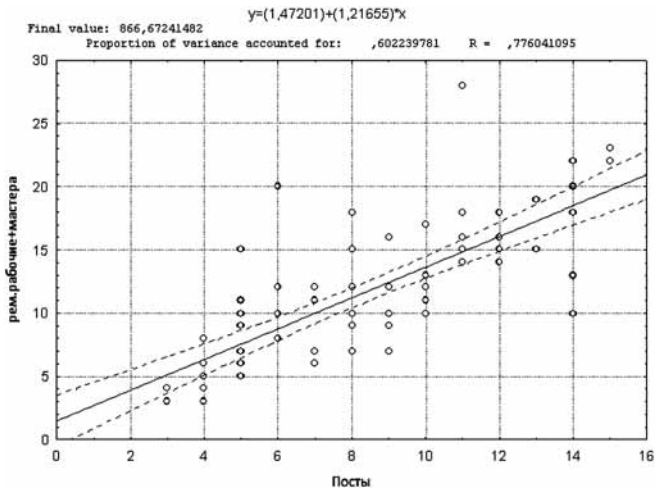


Рис. 6. Зависимость количества ремонтного персонала от количества постов

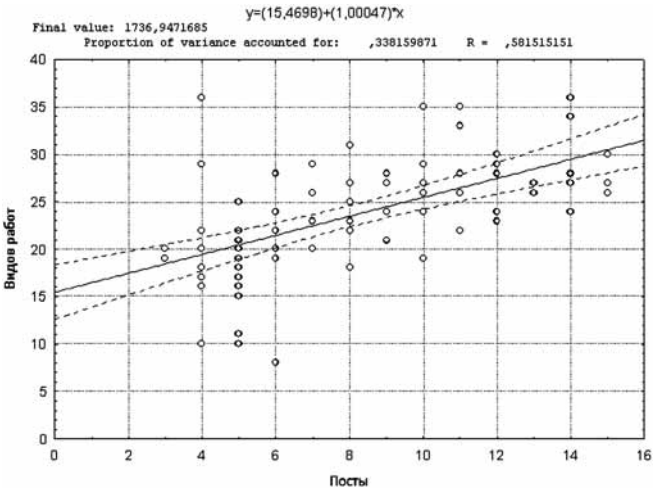


Рис. 7. Зависимость видов выполняемых работ от количества постов

Сплошной линией здесь показаны подобранные функции регрессии, пунктиром — коридор возможного отклонения линии регрессии с доверительным уровнем 0,95.

Пользуясь данными графиками, появляется возможность определения необходимого количества постов, требуемой численности персонала и количества видов работ, которые сможет предоставлять предполагаемое предприятие технического сервиса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Аналитическое агентство** "Автостат" Маркетинговый отчет Рынок легковых автомобилей. Итоги 2010 года. Основные тенденции, прогноз. — М.: Автостат, 2012. — 33 с.
2. **Напольский Г. М.** Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. — М.: Транспорт, 1993. — 272 с.
3. **Общероссийский классификатор** услуг населению ОК 002—93 Утвержден Постановлением Госстандарта РФ от 28 июня 1993 г. № 163.

КАМАЗ — практичный hi-tech

В конце 2013 года "КАМАЗ" выпустит опытную партию магистральных тягачей КАМАЗ-5490, созданных в кооперации с Daimler.

Первые образцы автомобилей, предназначенных для перевозки грузов на большие расстояния, сейчас проходят тестирование. В них частично используются компоненты Daimler — мосты, двигатели каркас кабины Axor. Большое внимание уделяется топливной экономичности и безопасности.

Одновременно с этим готовится новая линия серийных автомобилей, которая будет выпущена к 2016 году, получит совершенно новые компоненты. Штамповка и сварка кабин различных модификаций с увеличенным спальным местом будут осуществляться на "КАМАЗе", элементами интерьера и экстерьера займутся поставщики. Двигатели мощностью до 500 л. с. системы Common Rail, новая климатическая установка, электронная система с бортовой диагностикой, медиасистема, разработанная совместно с Intel, — все это совсем скоро войдет в стандартную камазовскую комплектацию.

УДК 628.81:621-192

П. П. Капуста, канд. техн. наук, Белорусский национальный технический университет
E-mail: resursmash@list.ru

ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Разработаны научные принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости с учетом эксплуатационной нагруженности несущих систем, конструкций и деталей мобильных машин на стадиях проектирования. Подход состоит в системном имитационном моделировании условий эксплуатации, динамики и нагруженности машины, расчетном прогнозировании характеристик сопротивления усталости и ресурса несущих конструкций и деталей в соответствии с заданными нормами надежности на ранних стадиях проектирования.

Ключевые слова: *мобильная машина, грузовые автомобили, прицепной состав, несущие системы и конструкции, виртуальные испытания, сопротивление усталости, ресурс, прогнозирование надежности, ресурсное проектирование.*

Введение

Актуальность разработки методов ресурсного проектирования несущих систем и деталей вновь создаваемых машин сегодня не вызывает сомнения. Обеспечение требуемой надежности деталей и конструкций на стадии проектирования является одним из наиболее важных и современных научно-технических требований практики и методологии проектного этапа при создании новых мобильных, в частности, транспортных машин.

Решения стоящих перед проблемой ресурсного проектирования задач, позволяют: оптимизировать конструкцию по массогабаритным характеристикам, назначить оптимальную технологию изготовления и упрочнения деталей, их сборки в узлы и несущие системы; сократить проектный цикл, уменьшить число стендовых и эксплуатационных испытаний. Все это ведет к повышению надежности и снижению себестоимости проектируемых машин.

1. Ресурсное проектирование — системная методология обеспечения надежности несущих конструкций и деталей на стадиях создания мобильных машин

Разработан научный подход и расчетная методология вероятностной оценки нагруженности и усталостного ресурса несущих систем и элементов машин (в особенности — мобильных) на стадии проектирования, интегрирующиеся с современными программно-аппаратными средствами САПР, широко применяемыми на предприятиях, занимающихся проектированием и производством мобильных машин.

Подход и методика расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях и характеристик сопротивления усталости для последующей оценки ресурса на стадии проектирования несущих систем и элементов машин состоят в следующем. Моделируются условия эксплуатации, например, дорожные (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса машин, например для мобильных транспортных машин — спектральная плотность неровностей), жесткие элементы машины (деформациями которых можно пренебречь в рассматриваемой задаче) и демпферы колебаний (шины; упругие элементы подвески; рамы и другие крупномасштабные конструкции — как гибкие тела), влияние которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины [1].

Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной "эволюционировать" при прохождении стадий проектного цикла, включаю-

щих предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкции по критериям прочности и жесткости, статистическую оценку эксплуатационной нагруженности опасных в смысле усталости локальных зон, элементов или сечений, расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных элементах конструкции [2], вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного [4, 8, 9, 11], в том числе с учетом многочастотности, нагружения [10].

2. Научные принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных машин

2.1. Анализ нагруженности и определение опасных по усталости элементов машин

Имитационная модель проектируемой машины, например автотранспортного средства (АТС), рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем (рамные конструкции, мосты, оси, рессоры и т. п.), состоящих из крупных (детали), средних (наиболее нагруженные зоны, в том числе вблизи концентраторов механических напряжений) и малых ("точки" концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов [1, 2]. Подсистемы (узлы, сборочные единицы) состоят из крупных элементов (например, для рамы — лонжероны, поперечины и т. д.; для оси — основная трубная деталь, полуоси, тормозные кронштейны-муфты и т. д.). При их моделировании исследуются значимость различных конструктивных факторов и сборочных операций на этапах динамического системного анализа всей машины и численного анализа ее отдельных конструкций. Крупные, средние и малые элементы по предложенной классификации состоят из большого числа конечных элементов различной формы и размеров, зависящих от степени геометрической сложности рассматриваемой конструкции. Число степеней свободы любого элемента определяется комбинацией внутренних степеней свободы и степеней свободы от закрепления. На начальной стадии исследования модели машины все внутренние силы приравниваются к нулю, т. е. крупные элементы (кроме специальных устройств демпфирования колебаний: шины, рессоры и т. п.) принимаются абсолютно жесткими. Если в результате сравнительного, системного, комплексного, динамического и численного анализа установлено, что жесткие составляющие элементы системы подвергаются относительно большим деформациям и значимо влияют на конечный результат оценки нагруженности, то их заменяют гибкими телами, учитывая в последующих вариантах расчета динамические матрицы жесткости последних.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход, включающий динамический (с применением колебательных моделей, основанных на использовании обобщенного уравнения Лагранжа) и численный (например, конечноэлементный) анализы модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины [2]. Положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции машин как гибкие тела, состоящие из малых элементов, способных получать небольшие по величине линейные деформации относительно локальной системы координат тела. При этом локальная система координат гибкого тела подвергается вращениям и перемещениям на большие величины. В связи с трудностью оценки при расчетах перемещения отдельных узлов элементов, они представляются совокупностью модальных перемещений. Последние учитывают число степеней свободы системы; физические перемещения; формы колебаний и соответствующие им перемещения. Собственные значения и формы определяются с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с учетом частот собственных колебаний, матриц жесткости и масс. Далее подмножество собственных форм ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа, включающее: обобщенные координаты гибкого тела и их производные — ξ, ξ', ξ''; матрицу масс и ее производную — M, M'; частную производную матрицы масс в обобщенных координатах — $\partial M/\partial\xi$; обобщенную матрицу жесткости — K; обобщенную силу гравитации — F_g; матрицу демпфирования — D; уравнение связи — ψ; множитель Лагранжа — λ; вектор прикладываемых нагрузок — Q.

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M/\partial\xi]^T\xi' + \\ + K\xi + F_g + D\xi' + [\partial\psi/\partial\xi]^T\lambda = Q.$$

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалент-

ных по повреждению напряжений) (см. рис. 1), аппроксимированного распределением Вейбулла по формуле $P = \frac{i}{n} = \exp\left[-\left(\frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\sigma_w}\right)^w\right]$ и критерием нагруженности $K_w = \frac{\sigma_w}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}$, позволяющим вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций, используя уравнение $\frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}} = K_w \exp\left[\ln\left(K_w^{-1}\right)\frac{\ln\ln\left(\frac{n}{i}\right)}{\ln\ln(n)}\right]$ [3, 5]. Значение параметра распределения w определяется по формуле $w = \frac{\ln\ln(n)}{\ln\left[\left(\frac{\sigma_w}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}\right)\right]}$. В уравнениях приняты следующие обозначения: i — порядковый номер σ_i-го напряжения в нагрузочном блоке; n — количество напряжений в нагрузочном блоке; σ_i — величина i-го напряжения нагрузочного блока, МПа; $\check{\sigma}$ — минимальное напряжение нагрузочного блока, МПа; $\hat{\sigma}$ — максимальное напряжение нагрузочного блока, МПа; σ_w — параметр распределения Вейбулла, имеющий размерность напряжений, МПа. На рис. 2 приведены области режимов нерегулярного нагружения при значениях K_w от 0,1 и менее до 1 (при $K_w = 1$ режим нагружения — регулярный). Предложенное описание всего возможного спектра нагружения позволяет вести сравнение нагруженности любых элементов.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности может быть использована (при наличии достаточно мощных программных и аппаратных вычислительных средств) для получения сходимости проектируемой механической системы исходя из оптимальной точности проектной оценки нагруженности (в перемещениях, силах или напряжениях) всех ее элементов — как функциях реального времени движения.

Полученные по предложенной методике характеристики нагруженности являются вероятностными и могут быть использованы для последующего статистического прогнозирования усталостного ресурса опасных или любых других элементов несущих систем машин.

2.2. Диаграммы прочности и прочностной надежности

На рис. 1 показаны случайное нагружение (1) и нагрузочный блок (2). На рис. 2 — области нерегулярного нагружения деталей машин.

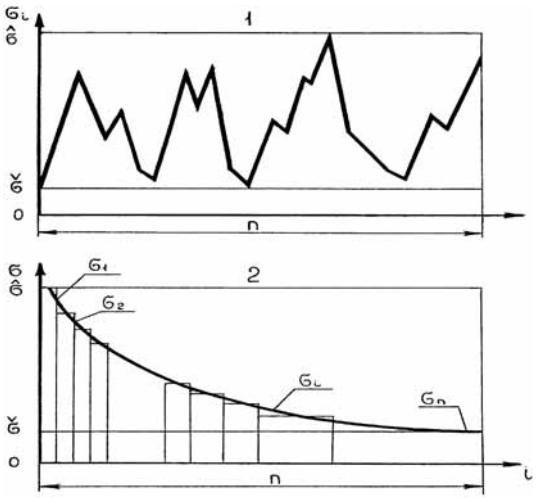


Рис. 1. Случайное нагружение (*1*) и нагрузочный блок (*2*)

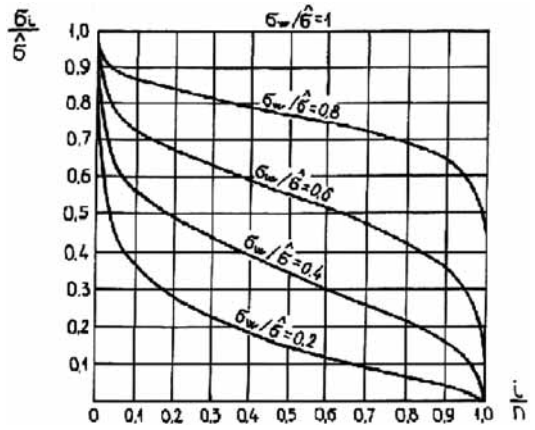


Рис. 2. Области нерегулярного нагружения деталей машин

При проектном назначении характеристик прочности, в том числе сопротивления усталости, удобно пользоваться диаграммами (рис. 3 и 4) прочности (кривая *1*) и прочностной надежности (кривая *2*). На рис. 3 и 4 приведены различные наиболее характерные типы кривых прочности (кривая *1*), основанные на ряде гипотез: об эквидистантности горизонтальной и наклонных ветвей кривой (много- и малоцикловой) усталости для различных вероятностей неразрушения. Так как рассеяние временного сопротивления $\bar{\sigma}_в$ значительно (примерно в 1,5—2 и более раз) превышает рассеяние предела текучести $\bar{\sigma}_т$, то принята гипотеза о горизонтальности ветви кривой усталости [1, 13].

На рис. 3 и 4 приняты следующие обозначения: $\hat{\sigma}$ — максимальные действующие напряжения; N — число циклов нагружения; $\bar{\sigma}_в$ — среднее значение

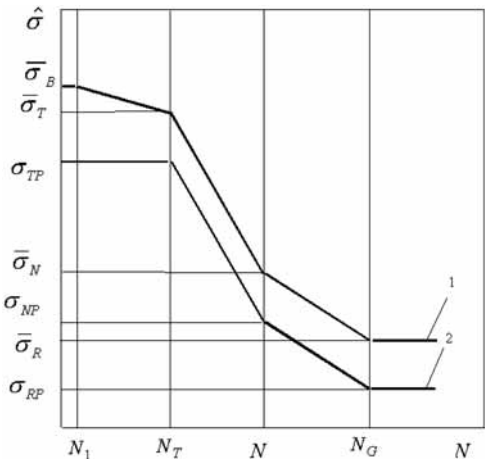


Рис. 3. Диаграммы прочности (кривая *1*) и прочностной надежности (кривая *2*)

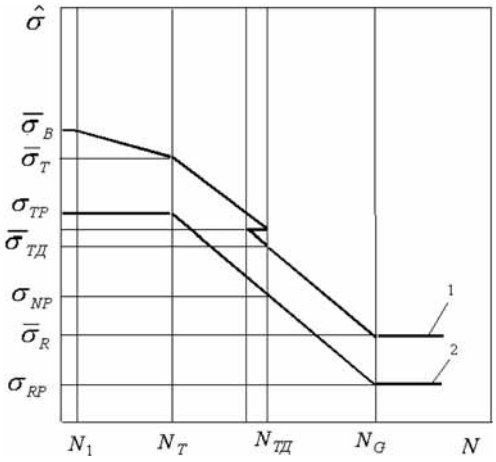


Рис. 4. Диаграммы прочности (кривая *1*) и прочностной надежности (кривая *2*)

временного сопротивления; $\bar{\sigma}_т$ — предел текучести (среднее значение); $\sigma_{тр}$ — значение предела текучести для вероятности неразрушения P; σ_N и $\sigma_{тд}$ — циклический (динамический) предел текучести (среднее значение); σ_{NP} и $\sigma_{тд}$ — динамический предел текучести для вероятности неразрушения P; $\bar{\sigma}_R$ — среднее значение предела выносливости; σ_{RP} — значение предела выносливости для вероятности неразрушения P; N_1 — число циклов нагружения, равное однократному нагружению; $N_т$ — число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести; N_G — число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести; N_G — число циклов нагружения, соответствующее точке перелома нижней ветви кривой усталости; $N_{тд}$ — число циклов нагружения, соответствующее динамическому пределу текучести.

Совместный анализ рис. 3 и 4 позволяет предложить использовать на стадиях проектирования диаграмму прочностной надежности в виде кривой *2* (см. рис. 4), обеспечивающую более надежные запасы прочности в экстремальных условиях эксплуатации машины.

Характерным примером здесь может служить нагруженность и сопротивление усталости несущих систем и элементов (рам, осей, рессор и т. д.) карьерных самосвалов, эксплуатируемых, как правило, в условиях многоцикловой усталости. Однако в режимах движения с грузом из карьера при плохом состоянии дорожного покрытия случаются усталостные поломки, особенно рамных конструкций, связанные с малоцикловой усталостью.

2.3. Статистический анализ гипотез о вариации характеристик, статической прочности и сопротивления усталости сталей

Для подтверждения положенных в основу построения диаграмм прочности и прочностной надежности гипотез проведен соответствующий статистический анализ на результатах многочисленных экспериментов, выполненных различными исследователями, и собственных.

На рис. 5 показаны результаты аппроксимации экспериментальных кривых [8] усталостных испытаний большой выборки более 500 образцов из стали

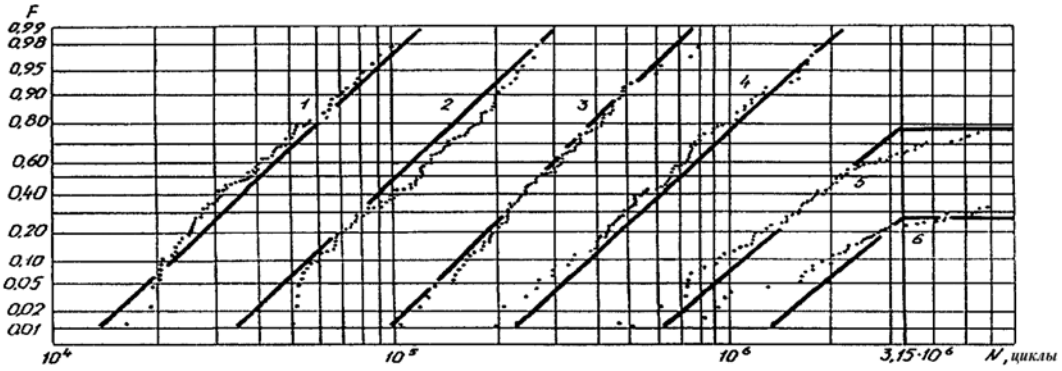


Рис. 5. Зависимость вероятности разрушения *F* от числа циклов образцов из стали 35 CD4 для разных уровней максимального напряжения нагрузочного цикла:

1 — σ_1 = 540;
2 — σ_2 = 510;
3 — σ_3 = 480;
4 — σ_4 = 450;
5 — σ_5 = 420;
6 — σ_6 = 400 МПа

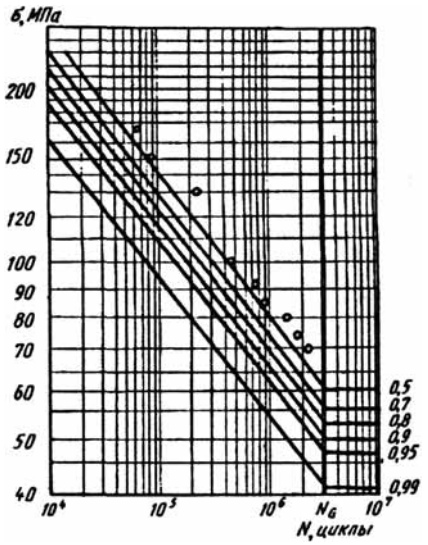


Рис. 6. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов

35 CD4, статистически подтверждающие гипотезы о постоянстве m и N_G.

Аналогичные выводы получены на примерах обработки результатов испытания малых выборок натурных конструкций, например рам прицепов [9].

На основании проведенных исследований предложены методы построения полных вероятностных диаграмм усталости образцов, натурных конструкций и опасных по усталости их локальных элементов (рис. 6).

2.4. Экспериментальная проверка гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела выносливости [9]

Эта проверка показала следующие результаты (рис. 7 и 8). Циклическим испытаниям подвергались 7 серий одинаковых образцов из стали 45: 3 серии — с начальными надрезами для получения различной степени исходного повреждения D_0; 4 серии испытывались при текущем фиксировании кинетики роста усталостных трещин D. При обработке результатов испытаний принимали $m = 5{,}39 = \text{const}$ и $N_G = 5{,}665 = \text{const}$.

В результате проведенного анализа получили, что при уровне значимости $\alpha = 0{,}05$ нет оснований отвергать гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости в процессе снижения последнего. Таким образом, установлено, что с ростом степени повреждения образцов D текущее значение предела выносливости $\bar{\sigma}_R$ снижается, а при расчетах можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви в логарифмической системе координат m. Полученные результаты можно рекомендовать использовать для построения кинетических диаграмм усталости и суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении деталей машин. Справедливость гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела

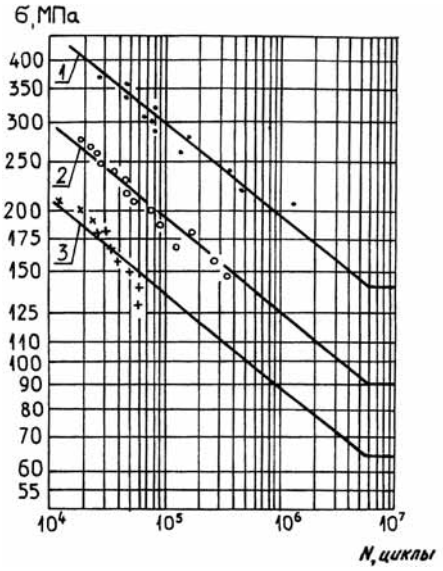


Рис. 7. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения D_0 при m = const:

1 — $D_0 = 0{,}058$; *2* — 0,223; *3* — 0,437 ($m = 5{,}39 = \text{const}$)

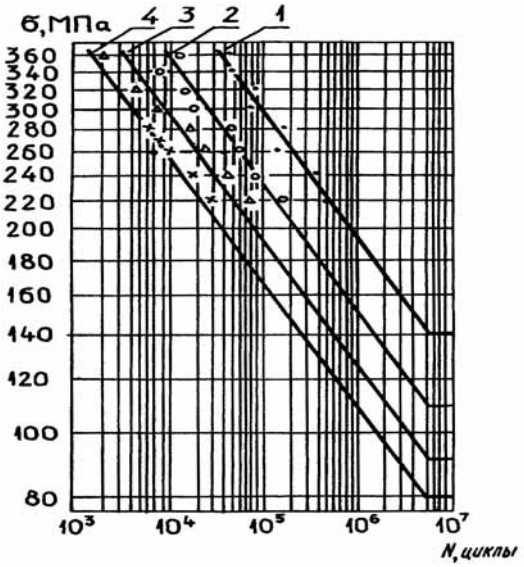


Рис. 8. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной текущей степенью повреждения D при m = const:

1 — $D = 0{,}058$; *2* — 0,2; *3* — 0,3; *4* — 0,4 ($m = 5{,}39 = \text{const}$)

выносливости [8, 9] (см. рис. 7 и 8) подтверждает правильность применения гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений на стадии проектирования при использовании степенного уравнения кривой усталости [1, 13]

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{k}\left(\sum_{i=1}^{n}\frac{\beta_i}{\Delta N_i}\right)^{-1},$$

где n — число повреждающих уровней напряжений; k — число ступеней снижения предела выносливости; β_i — относительная продолжительность действия i-го напряжения в блоке; ΔN_i — число циклов, по истечении которых предел выносливости снижается на величину $\Delta\sigma_R = \sigma_{Rj} - \sigma_{R(j+1)}$; j — число ступеней снижения предела выносливости.

2.5. Методика построения проектных вероятностных диаграмм усталости с учетом снижения предела выносливости

Экспериментально подтверждено, что с ростом степени повреждения D можно считать справедливой гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости V_{σ_R} в процессе снижения предела выносливости. С ростом степени повреждения D можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m [9].

При вероятностных проектных расчетах на долговечность можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m для разных уровней напряжений нагрузочного блока σ_i и вероятности неразрушения P. Разработана методика построения полных вероятностных диаграмм усталости на примерах большой и малой выборок.

2.6. Расчетное прогнозирование усталостного ресурса несущих конструкций и принципы управления им [13]

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w. Проектная расчетная оценка ресурса любого сечения модели конструкции осуществляется с использованной предложенной автором зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения, которую удобно представить в координатах $K_w = f(N_{G\text{отн}})$, где $N_{G\text{отн}} = H_{GH}/N_G$ — относительная долговечность (N_{GH} и N_G — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат соответственно при нерегулярном и регулярном нагружении).

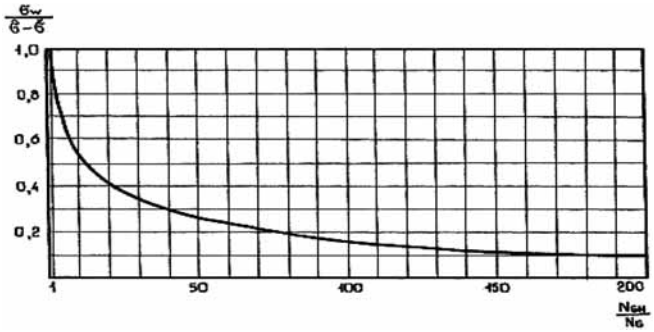


Рис. 9. Зависимость критерия нагруженности от относительной долговечности (получена в результате обработки результатов нагруженности и стендовых усталостных испытаний рамных конструкций прицепного состава АТС)

Зависимость (рис. 9) пригодна для проведения проектных расчетов деталей машин на долговечность в зависимости от тяжести их эксплуатационного нагружения. Регулярному нагружению при $K_w = 1$ соответствует отношение $N_{GH}/N_G = 1$.

При известном проектном режиме нерегулярного нагружения детали по величине K_w определяют отношение $N_{GH}/N_G = N_{G\text{отн}}$. Затем по известному значению числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при регулярном нагружении N_G вычисляют число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при нерегулярном нагружении $N_{GH} = N_G N_{G\text{отн}}$.

Для расчета долговечности несущих деталей машин, подверженных в эксплуатации нерегулярному нагружению, используя их характеристики сопротивления усталости при регулярном нагружении, автором предложено уравнение, описывающее кривые усталости при нерегулярном нагружении: $N_{\Sigma i} = N_{GH}\left(\frac{\sigma_{RP}}{\hat{\sigma}_i}\right)^m$, где N_{GH} — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному нагрузочному режиму (величине K_w); σ_{RP} — предел выносливости детали, соответствующий заданной вероятности неразрушения P, определенный экспериментально или расчетным путем при регулярном нагружении $\left(\sigma_{RP} = \sigma_{R\min} - tS_{\sigma_R\max}\right)$, МПа; m — показатель наклона левой ветви кривой усталости, определенный экспериментально или расчетом, для регулярного нагружения детали; $\sigma_{R\min}$ — минимальное значение предела выносливости при $P = 0{,}5$, соответствующее нижнему доверительному интервалу (например, 95 %-му) для $\bar{\sigma}_R$; $S_{\sigma_R\max}$ — максимальное значение среднего квадратического

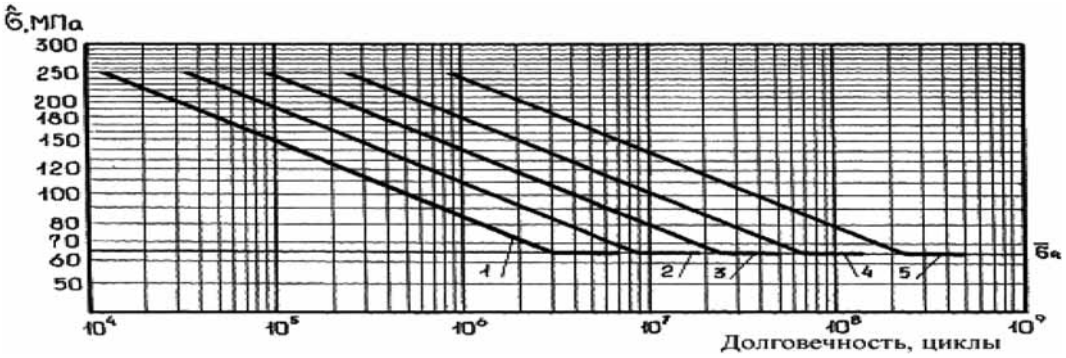


Рис. 10. Семейство кривых усталости при регулярном (кривая *1*) и нерегулярном (кривые *2*, *3*, *4*, *5*) нагружении

отклонения предела выносливости, соответствующее верхнему доверительному интервалу (например, 95 %-му) для $\bar{S}_{\sigma_R}$; t — квантиль нормального распределения, соответствующая заданной вероятности неразрушения.

Экспериментальное определение σ_{RP} по данному методу позволяет учесть погрешность определения $\bar{\sigma}_R$ и $\bar{S}_{\sigma_R}$ в случае малых объемов выборок в запас прочности, что имеет важное значение при проектных расчетах долговечности. Расчетное определение параметров уравнения степенной функции кривой усталости можно проводить, например, по ГОСТ 25.504—82 и [2, 8, 9, 11].

Учитывая, что реальное нагружение конструкций — это комбинация различных типовых режимов нерегулярного нагружения, ресурс детали в течение всего периода эксплуатации определяется с учетом относительной продолжительности различных проектных типовых режимов эксплуатации по уравнению $\frac{1}{N_\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\beta_i}{N_i}$, где N_Σ — суммарное число циклов до предельного повреждения при действии комбинированного режима нагружения; N_i — число циклов до предельного повреждения при i-м режиме нагружения; β_i — относительная продолжительность i-го режима.

На рис. 10 приведено семейство кривых усталости при регулярном (кривая *1*) и нерегулярном (кривые *2*, *3*, *4*, *5*) нагружении, соответствующих различным значениям критерия нагруженности K_w: *1* — 1,0; *2* — 0,8; *3* — 0,6; *4* — 0,4; *5* — 0,2.

При оценке ресурса в часах работы, километрах пробега и т. д. вводят коэффициент l, показывающий число циклов в сумме N_Σ, приходящихся на 1 ч работы, 1 км пробега и т. п. В случае несоответствия элементов конструкции требуемым ресурсу и вероятности неразрушения производится корректирование их геометрии, назначение обрабатывающей и/или упрочняющей технологий, замена материала, изменение схемы нагружения и т. д.

2.7. Вероятностные диаграммы усталости при нерегулярном нагружении и прогнозирование ресурса при проектировании несущих систем и деталей с заданными характеристиками надежности

На рис. 11 приведена проектная вероятностная диаграмма усталости рамы прицепа при нерегулярном нагружении и эксплуатации.

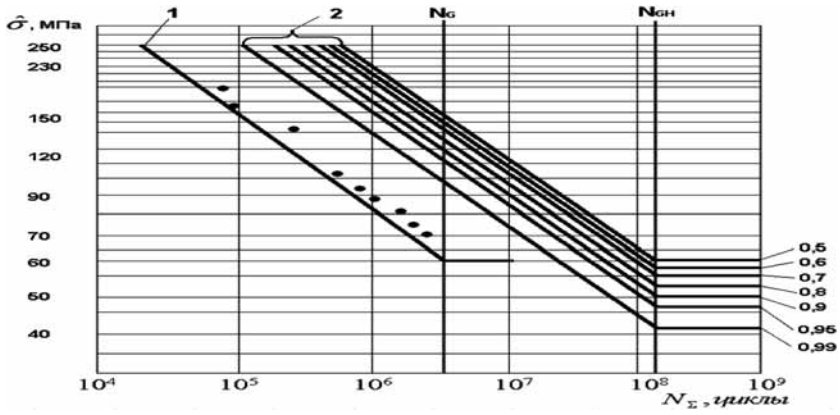


Рис. 11. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов при нерегулярном нагружении:

1 — кривая усталости регулярного нагружения, соответствующая нижней границе доверительного интервала для предела выносливости, равной 0,95; *2* — кривые усталости нерегулярного нагружения, соответствующие величине критерия нагруженности K_w = 0,2 и вероятностям неразрушения 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 0,95 и 0,99 при нижней границе доверительного интервала для предела выносливости, равной 0,95

3. Основные этапы ресурсного проектирования деталей машин заданной надежности

Основой разработанного подхода является системность выполнения основных стадий ресурсного проектирования, обеспечивающая решение задач надежности и безопасности машин на всех, в том числе на ранних стадиях проектирования.

Важнейшие научные и инженерные положения методологии ресурсного проектирования несущих систем и элементов машин, изготовленных из металлических (преимущественно из сталей) материалов, включают следующие основные этапы:

этап 1 — моделирование функциональной схемы машины (как сложной системы), ее подсистем и элементов; назначение основных требуемых показателей надежности проектируемой машины;

этап 2 — начальный структурный анализ системной модели машины по ранее предложенной классификации, включающий предварительное разбиение всех элементов машины (деталей, конструкций, сборочных единиц) на абсолютно твердые (жесткие), гибкие (жесткость которых невелика и может повлиять на динамику машины в целом и собственно рассматриваемых элементов) и демпферы (подсистемы, специально предназначенные для снижения динамических нагрузок в машине);

этап 3 — геометрическое трехмерное моделирование всех основных (предположительно значимых с точки зрения динамики проектируемой машины) элементов (с учетом принятого разделения в этапе 2) и их кинематических и динамических связей;

этап 4 — численное (например, с использованием метода конечных элементов (МКЭ) моделирование и вычисление матриц жесткости гибких элементов, требующих дополнительного анализа к уточнению класса по этапу 2;

этап 5 — виртуальная сборка модели машины из элементов, полученных на этапах 3, 4;

этап 6 — моделирование внешних рабочих возмущающих нагрузок на несущую систему машины и проектное назначение режимов эксплуатации машины [6, 7, 12];

этап 7 — исследование нагруженности модели системы машины, ее подсистем и элементов в силах и/или перемещениях в реальном времени эксплуатации;

этап 8 — анализ случайной нагруженности конструкций в механических напряжениях в реальном времени имитационной эксплуатации; выбор опасных по усталости элементов конструкций;

этап 9 — вероятностная расчетная или расчетно-экспериментальная оценка характеристик сопротивления усталости опасных элементов конструкций;

этап 10 — вероятностная расчетная оценка ресурса опасных по усталости элементов конструкций при всех эксплуатационных типовых и обобщенном режимах нагружения;

этап 11 — внесение изменений в материалы, конструкции, технологию изготовления, назначения управляющих технологий и т. п.;

этап 12 — экспертная расчетная и/или расчетно-экспериментальная оценка надежности проектируемых систем и их элементов.

Для реализации всех указанных этапов разработаны оригинальные методики, методы и программные средства.

4. Имитационное компьютерное моделирование машин и методы исследования статической и динамической нагруженности и ресурса несущих систем и деталей машин

Для реализации этапов ресурсного проектирования 3—8 создаются виртуальные модели машин. Причем на виртуальную сборку поступают их модели — трехмерные элементы (детали), имеющие характеристики, близкие к реальным физическим объектам. Соответствие указанных характеристик достигается с использованием конечноэлементных моделей деталей и путем адекватного моделирования контактных взаимодействий (связей) между деталями машины в эксплуатации. В качестве примера приведем созданную под научным руководством автора в рамках договоров о научно-техническом сотрудничестве между Белорусским национальным техническим университетом и Минским автомобильным заводом динамическую модель магистрального автопоезда в составе двухосного тягача МАЗ 5440 и трехосного полуприцепа МАЗ 9758 (рис. 12—15) [1, 6, 7, 12].

Разработанные методики и принципы ресурсного проектирования и модели позволяют вести иссле-

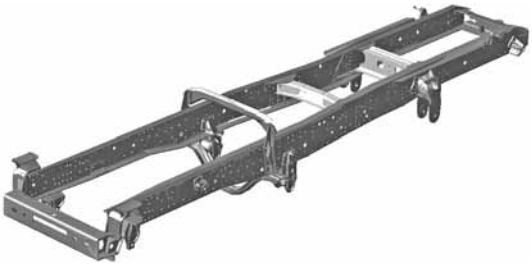


Рис. 12. Трехмерная модель рамы тягача

Рис. 13. Моделирование подвески полуприцепа

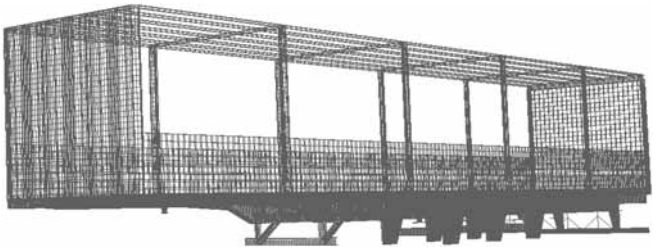


Рис. 14. Конечноэлементная модель рамы полуприцепа с установленными полом, стойками и бортами

Рис. 15. Виртуальная визуализированная динамическая модель автопоезда семейства МАЗ 5440 + МАЗ 9758

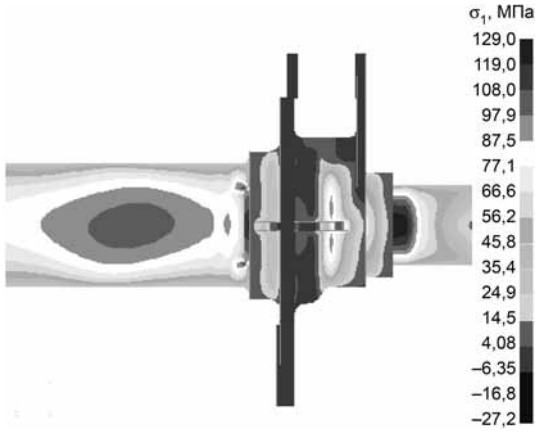


Рис. 16. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ_1

дование нагруженности и прочностной надежности всей машины и ее элементов. В случае несоответствия элемента требуемому ресурсу производится корректировка конструкции, материала, назначения изменений в обрабатывающей или/и упрочняющей технологии и т. д. [1, 10—13].

Расчетный анализ проводится до достижения всеми элементами конструкций требуемого ресурса и вероятности неразрушения. При проведении данного анализа достаточно просто применять методы математического планирования эксперимента (в данном случае — имитационного) и оптимизации решения проектных задач.

5. О создании компьютерных экспериментальных баз данных для учета различных материалов и технологий изготовления и упрочнения деталей

Применительно к изложенной выше системе методов прогнозирования ресурса разработаны специальный алгоритм, программное обеспечение и постоянно пополняющаяся компьютерная база экспериментальных данных для учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин.

6. Принципы учета технологий изготовления и упрочнения деталей мобильных машин

Практика расчетно-экспериментальной прогнозирующей вероятностной оценки ресурса выявила значительные сложности в правильном учете остаточных напряжений, связанных с технологией получения заготовок и деталей (литье, штамповка и т. д.) и проблемой управления напряженным состоянием (по остаточным напряжениям), а также — учета монтажных (сборочных) напряжений (например, для клепаных и сварных рам, рессор и различных конструкций мобильных транспортных средств и других машин). Наглядным примером служит распределение полей напряжений в балке оси автомобильного прицепа (рис. 16). Основные конструктивные элементы оси: полуось из стали 40Х запрессована в тормозной литой суппорт из стали 40Л, в который устанавливается с натягом и сваривается по сегментам трубная деталь из стали 45.

Наличие соответствующих методик расширит применение большого числа разработанных и разрабатываемых технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин заданной надежности. Реальные перспективы в решении этих сложных задач дают не только

полномасштабная система контроля качества на всех производственных этапах изготовления машиностроительной продукции, но и интегрированная с ней автоматизированная система ресурсного проектирования конструкций, в основу которой должны быть положены имитационные модели машин, учитывающие не только технологии их изготовления и упрочнения, но и реальные условия эксплуатационного нагружения создаваемых конструкций.

Выводы

1. Разработаны научные принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости с учетом эксплуатационной нагруженности несущих систем, конструкций и деталей мобильных машин на стадиях проектирования. Подход состоит в имитационном моделировании машины и условий ее эксплуатации. При этом обеспечивается расчетное определение локальных опасных по усталости элементов деталей по их нагруженности (по местам локализации наибольших значений полей напряжений). Системность подхода реализуется как при расчетно-экспериментальном, так и при расчетном прогнозировании. Последнее имеет ряд преимуществ: обеспечивается определение характеристик сопротивления усталости деталей на ранних стадиях проектирования машин, уменьшаются сроки проектирования и стоимость, повышается конкурентоспособность создаваемых машин.

2. Разработанный на основании многолетних исследований комплекс методик и программных средств, интегрирующихся с современными пакетами автоматизированного проектирования, позволяет решать задачи ресурсного проектирования машин и деталей заданной надежности с учетом технологий изготовления и упрочнения.

3. Предложенный подход и методология прошли расчетно-экспериментальную проверку и успешно внедряются на стадиях проектирования несущих систем и узлов мобильной техники Минского автомобильного завода, Минского завода колесных тягачей и других предприятий, что позволяет с высокой достоверностью обеспечивать их требуемые надежность и безопасность при одновременном сокращении сроков создания и стоимости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Капуста П. П.** Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин [Текст] / П. П. Капуста // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование, технология изготовления. Сб. научных трудов. Вып. 1. В 3 томах. — Т. 1. / Под общ. ред. П. А. Витязя. — Минск: УП "Технопринт". 2002. С. 97—108.
2. **Капуста П. П.** Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин [Текст] / П. П. Капуста. — Минск: УП "Технопринт", 2001. — 97 с.
3. **Капуста П. П.** Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин на стадии проектирования // В сб. Материалы V Международной научно-технической конференции "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века", 8—11 сентября 1998 г., г. Севастополь / Ред. коллегия А. Н. Михайлов, Л. П. Калафатов, В. И. Бузенко и др. — Донецк: ДонГТУ. — Т. 2. Вып. 6, 1998. — С. 38—41.
4. **Почтенный Е. К.** Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста // Сб. докл. Международной научно-технической конференции "Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций". Отв. ред. В. Т. Трощенко: В 2 томах. — Киев: 2000. — Т. 1. — С. 195—196.
5. **Капуста П. П.** Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин [Текст] / П. П. Капуста // Вестник машиностроения, 2005. — № 6. — С. 13—18.
6. **Капуста П. П.** Моделирование микропрофиля дороги для имитационной оценки нагруженности несущих систем мобильных транспортных машин [Текст] / П. П. Капуста // Трибофатика. Сб. докладов V Международного симпозиума по трибофатике ISTF. В 3 томах. 3—7 октября 2005 г. — Иркутск: ИрГУПС, 2005. Т. 3. С. 180—194.
7. **Капуста П. П.** Компьютерный полигон для оценки нагруженности конструкций АТС [Текст] / П. П. Капуста // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 1. — С. 34—36.
8. **Капуста П. П.** Вариация характеристик сопротивления усталости сталей на разных уровнях напряжений при проектных оценках ресурса [Текст] / П. П. Капуста // Материалы, технологии, инструменты. — 2009, том 14, № 4. С. 22—29.
9. **Капуста П. П.** Вариация характеристик сопротивления усталости при регулярном нагружении стали в процессе развития повреждений и снижения предела выносливости при проектной оценке ресурса [Текст] / П. П. Капуста // Материалы, технологии, инструменты. 2011. Том 16, № 1. С. 11—15.
10. **Почтенный Е. К.** Ресурс несущих конструкций грузовых автомобилей с учетом многочастотности и многорежимности нагружения / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста // Грузовик. 2006. № 1. — С. 31—38.
11. **Капуста П. П.** Проектные кинетические диаграммы усталости стали и вероятностная оценка ресурса при нерегулярном нагружении с учетом снижения предела выносливости // Материалы, технологии, инструменты. — 2011. Том 16, № 2. — С. 14—21.
12. **Капуста П. П.** Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС [Текст] / П. П. Капуста // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 11. — С. 15—18.
13. **Капуста П. П.** Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей машин [Текст] / П. П. Капуста // Вестник машиностроения. — 2005. — № 7. — С. 13—16.

УДК 629.113.012.3+629.113.012.5

А. А. Байдуков, канд. техн. наук, **С. Н. Климов**, инж.
E-mail: sergeiklimov@list.ru, sergeinikolaevith@yandex.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СООТНОШЕНИЯ УГЛОВ РАЗВАЛА И СХОЖДЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Рассматривается исследование полноприводного автомобиля в реальных дорожных условиях при различных соотношениях углов развала и схождения управляемых колес в ведомом и ведущем режимах качения с целью определения их рациональных значений.
Приведены результаты пробеговых испытаний шин на выбранных ранее рациональных углах развала и схождения с целью определения их оптимального варианта как для ведомого, так и для ведущего режимов качения, обеспечивающих минимальный и симметричный относительно центральной плоскости вращения колеса износ протектора.

Ключевые слова: *развал и схождение колес, балансировка и увод колес, радиоактивные изотопы, рациональные и оптимальные углы развала и схождения колес.*

Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки

Внешние силы, действующие на автомобиль, как известно, уравновешиваются вертикальными, боковыми и продольными реакциями в контакте колеса с дорогой. Равнодействующие этих реакций обусловлены удельным давлением q, касательными продольными τ_x и поперечными τ_y напряжениями, а также коэффициентом сцепления φ.

От величины и характера распределения касательных напряжений и удельных давлений зависит напряженность элементов протектора шины $\eta = \frac{\tau}{q}$, интенсивность проскальзывания и сцепление шины с дорогой.

Из большого разнообразия эксплуатационных и конструктивных факторов, оказывающих влияние на распределение напряжений в контактной площади колеса с дорогой, а следовательно, и на износ шин, существенное воздействие оказывают углы развала α и схождения ε управляемых колес.

Работ по исследованию влияния углов развала и схождения на распределение напряжений и проскальзывание элементов протектора шины в контакте с опорной поверхностью в настоящее время имеется сравнительно небольшое количество. Все они содержат экспериментальные данные, полученные в стендовых условиях и, в основном, для шин легковых автомобилей. Такое ограниченное проведение исследований в реальных дорожных условиях обусловлено определенными трудностями в проведении эксперимента.

Несмотря на то что не существует автомобилей без углов развала и схождения управляемых колес, отличных от нуля, до настоящего времени нет методики выбора оптимального соотношения их величин.

Известно, что поперечные касательные напряжения от развала колеса можно уменьшить соответствующим подбором угла схождения того же знака, что и у развала. Считается, что между углами развала и схождения управляемых колес может быть много сочетаний, обеспечивающих минимальный износ шин. Вместе с тем отмечается, что полностью компенсировать касательные напряжения от развала колеса увеличением угла схождения невозможно.

В период разработки новых конструкций автомобилей угол схождения подбирается, как правило, при определенном угле развала по результатам пробеговых испытаний шин на износ. Все экспериментальные работы при этом ограничиваются качением управляемых колес только в ведомом режиме.

Данная работа имеет целью уточнить: существует ли в действительности множество сочетаний углов α и ε, обеспечивающих минимальный износ шин, или только одно-единственное; сохраняются ли значения углов α и ε, рекомендуемые для ведомого режима при

качении колес в ведущем режиме; нет ли необходимости в корректировке оптимальных значений α и ε при движении автомобиля в реальных дорожных условиях.

Экспериментальное исследование проводилось в два этап на серийном полноприводном автомобиле ЗИЛ-131, оснащенном электроизмерительной, регистрирующей и вспомогательной аппаратурой (рис. 1).

На первом этапе из множества сочетаний α и ε выбирались их рациональные соотношения, при которых силы и моменты в контакте шины с дорогой имели нулевые значения.

На втором этапе проводились пробеговые испытания автомобиля на полученных ранее рациональных углах α и ε с целью выбора оптимального варианта, обеспечивающего наименьший и симметричный относительно центральной плоскости вращения колеса износ протектора.

Исследования проводились на новых шинах размерности 12.00-20 (320-508) модели М-93, прошедших обкатку в объеме 10^6 м пробега. После обкатки на управляемые колеса устанавливались шины с близкими упругими характеристиками и наименьшими радиальными и осевым биениями.

Для исключения автоколебаний управляемых колес проводилась их статическая балансировка на стенде 4 ШМС и динамическая — непосредственно на автомобиле по специально разработанному способу [1].

Автоколебания управляемых колес устранялись, кроме того, соответствующим подбором угла продольного наклона шкворней [3] при помощи сменных клиньев, устанавливаемые межу рессорами и балкой переднего моста как на положительных, так и на отрицательных углах развала и схождения колес.

В подготовительный период снимались характеристики передних рессор и амортизаторов с целью проверки их соответствия техническим условиям и исключения влияния на результаты эксперимента.

За счет уменьшения зазоров в шаровых шарнирах поперечной тяги с помощью специальных регулировочных устройств на 35 % был увеличен коэффициент кинематической жесткости правого (прицепного) колеса по методу [5].

Весь цикл испытаний автомобиль проходил с нагрузкой, которая распределялась так, чтобы при полной массе автомобиля, равной 9600 кг, нормальная реакция дороги на каждом колесе в статике была бы равна 15 680 Н.

Первый этап исследований проводился на прямолинейном горизонтальном сухом асфальтированном участке аэродромной взлетной полосы шириной 50 м без поперечного уклона. Длина заездов составляла (10—15) · 10^3 м. Запись параметров проводилась в каждом случае на одном и том же участке длиной 60 · 10^2 м. Каждый заезд повторялся не менее трех раз.

Для стабилизации теплового равновесия и давления воздуха в шинах перед проведением эксперимента совершался пробег автомобилем, равный (25—30) · 10^3 м. В начале заездов перед регистрацией параметров определялся радиус качения колес по числу оборотов и пройденному пути.

В процессе испытаний изменялись: углы развала и схождения, режим качения управляемых колес и скорость движения автомобиля.

Развал колес менялся от –1 до +3 градусов через каждый градус с помощью сменных конусных колец (рис. 2), устанавливаемых между цапфой и поворотным кулаком.

Схождение колес устанавливалось изменением длины поперечной тяги от –5 до +15 мм через каждые 5 мм по ободьям колес для каждого угла развала.

Качение управляемых колес при каждом сочетании углов α и ε осуществлялось как в ведомом, так и в ведущем режимах.

Скорость движения автомобиля в каждом случае выдерживалась равной 4,2; 8,4; 13,2 и 16,8 м/с.

На ленте осциллографа К12-22 регистрировались: боковые реакции опорной поверхности Ry; поворачивающие моменты $M_п$ и углы увода δ управляемых колес; скорость, путь и время движения автомобиля.

Нулевые линии исследуемых параметров записывались на исходном рубеже, а их регистрация проводилась при выходе автомобиля на необходимую скорость в выбранном участке аэродромной полосы. Установка управляемых колес в положение, соответствующее прямолинейному движению, проводилась при достижении автомобилем необходимой скорости, по контрольным приборам (установка стрелки на ноль), размещенным в кабине водителя.

Измерение боковых реакций на колесах осуществлялось с помощью специально разработанного устройства [4], представленного на рис. 3 (*а*, *б*).

Пластины *1* с наклеенными на них тензометрическими преобразователями *2* прикреплены к противоположным закраинам обода *3* колеса. На упругих пластинах закреплены скобы *6*, в которых на осях *5* размещены ролики *7*, взаимодействующие с боковыми поверхностями шины. Пластины жестко закреплены на колесе и вращаются с ним как одно целое.

Наклеенные на упругих пластинах тензометрические преобразователи соединены между собой последовательно в группы *8* и *9* с каждой стороны обода, и включены в смежные плечи измерительного полумоста, соединенного через токосъемник с тензоусилителем 8АНЧ-7М.

При качении колеса, нагруженного только нормальной нагрузкой, ролики *7* обкатываются по боковинам шин, и упругие пластины *1* изгибаются на равную величину. Разбаланса моста при этом не происходит вследствие равного сопротивления тензометрических преобразователей. В случае нагружения колеса боковой силой шина деформируется в боковом направлении, вызывает прогиб упругих пластин и изменение сопротивления тензопреобразователей *2*. Из-за сравнительно частого размещения пластин на колесе (через 1 рад.) деформация шины воспринимается одновременно несколькими парами пластин. Результирующий сигнал от тензопреобразователей записывается на ленте осциллографа в виде непрерывной кривой линии, характеризующей величину боковой реакции на колесе.

Поворачивающие моменты на управляемых колесах измерялись тензометрическими преобразователями, наклеенными на подготовленные площадки шаровых пальцев поперечной тяги [1], которые оказались высокочувствительными к изменениям нагрузок в поперечной тяге и устойчивыми к вертикальным колебаниям.

Регистрация углов увода управляемых колес осуществлялась дифференциальными индуктивными датчиками, изготовленными по рекомендациям МАДИ [7].

Тарировка датчиков углов увода и моментов осуществлялась непосредственно на автомобиле с помощью специального устройства (рис. 4).

Боковые реакции и поворачивающие моменты колес записывались на ленту осциллографа при закрепленном, а углы увода — при свободном рулевом колесе.

Боковые реакции и моменты считались положительными при уводе (повороте) управляемых колес в сторону продольной оси автомобиля по направлению его движения, а отрицательными — от оси.

Скорость и путь движения записывались на ленту осциллографа от датчиков "пятого" колеса. Датчиком скорости являлся электродвигатель постоянного тока МУ-010, а пути — контактный отметчик оборотов колеса. Регистрация времени осуществлялась электроконтактными часами МЧ-62.

Исследованиями установлено, что скорости движения автомобиля в диапазоне от 4,17 до 16,68 м/с при постоянном давлении воздуха в шинах и малых углах увода (δ = 1,0—1,5°) не оказывают существенного влияния на среднее арифметическое отклонение (не более 10 %) и, соответственно, на величину боковых реакций управляемых колес. Поэтому графические зависимости исследуемых параметров строились только для скорости движения, равной 12,5 м/с.

На рис. 5 представлена зависимость боковых реакций R_y от угла схождения управляемого колеса ε_0 при различных углах его развала α для ведомого режима качения. Из нее видно, что каждому углу развала соответствует вполне определенный рациональный угол схождения при $R_y = 0$.

С увеличением схождения (α = const) в сторону положительных или отрицательных значений боковая реакция в контакте колеса с дорогой возрастает.

Внешний вид графической зависимости для ведущего режима качения управляемых колес — аналогичный. Однако рациональный угол ε_0 для одних и тех же углов α и сил R_y у ведущего колеса, по сравнению с ведомым, смещается в сторону отрицательных значений. Так, например, рациональный угол ε_0 для ведомого колеса при $\alpha = +1°$ будет равен +6 минутам, а для ведущего — нулю (рис. 6).

Боковая реакция при нулевых углах α и ε_0 в реальных условиях движения, в отличие от результатов стендовых испытаний, описанных в источниках, не равна нулю. Момент, вызванный действием тангенциальной силы R_x на плече обкатки колеса, приводит к развороту (в пределах зазоров в приводе рулевого управления) ведомого управляемого колеса наружу. Для ведущего колеса, наоборот, к повороту (уводу) колеса к машине по направлению ее движения.

На рис. 7 представлена сравнительная зависимость боковой реакции от углов развала и схождения. Из нее видно, что при углах α и ε_0 равной величины большее значение R_y имеет при углах схождения. Согласно усталостной теории износа [6] интенсивность износа протектора находится в прямо пропорциональной зависимости от увода колеса ($\delta = -\varepsilon_0$) в степени больше двух ($2 + \beta t$). Следовательно, износ шин в большей степени будет зависеть от схождения, а не развала.

В табл. 1 представлены определенные на основании экспериментальных данных рациональные углы схождения для различных углов развала управляемых колес в ведомом и ведущем режимах их качения при движении автомобиля по опорной поверхности, не имеющей поперечного уклона.

Таблица 1

Развал колеса α, град	Ведомый режим качения			Ведущий режим качения		
	схождение колес ε		$\frac{\varepsilon}{\alpha}100$ %	схождение колес ε		$\frac{\varepsilon}{\alpha}100$ %
	минут	мм (по ободьям колес)		минут	мм (по ободьям колес)	
–1	–3,0	–0,5	5	–12,0	–2,0	20
0	+3,0	+0,5	—	–6,0	–1,0	—
+1	+11,0	+2,0	13	+1,0	0	1,7
+2	+18,0	+3,0	15	+9,0	+1,5	7,5
+3	+23,0	+4,0	16,5	+15,0	+2,5	8,3

Из таблицы следует, что при качении колес в ведомом режиме с положительными углами α и ε рациональная величина схождения составляет 15—20 % от угла развала. Такое же процентное соотношение имеют и отрицательные углы α и ε при качении управляемых колес в ведущем режиме. Вместе с тем отрицательные углы α и ε при качении колес в ведомом режиме и положительные — ведущего режима составляют всего лишь 5—10 % угла схождения от развала.

По данным табл. 1 построена экспериментальная зависимость рациональных углов развала от схождения для ведомого и ведущего режимов качения колес при $R_y = 0$ (рис. 8). Видно, что для каждого режима качения колес имеется только по одному нулевому значению как развала, так и схождения колес. Для ведомого режима такими сочетаниями являются: $\alpha = -0°35'$ при $\varepsilon = 0$ или $\alpha = 0$ при $\varepsilon = +3$ мин, а для ведущего режима — $\alpha = +0°35'$ при $\varepsilon = 0$ или $\alpha = 0$ при $\varepsilon = -6$ мин. Если учесть, что схождение, как указывалось выше, оказывает большее влияние на износ, чем развал, то становится очевидным существование единственного варианта оптимальных значений углов развала $\alpha = -0°35'$ и $\alpha = +0°35'$, соответственно для ведомого и ведущего режимов качения колес при $\varepsilon = 0$.

Как отмечалось выше, момент, вызванный действием тангенциальной силы R_x на плече обкатки колеса при нулевых углах α и ε, приводит к развороту (в пределах зазоров в приводе рулевого управления) ведомого управляемого колеса наружу, а ведущего — к машине по направлению ее движения. Становится очевидным, что оптимальный угол развала $\alpha = -0°35'$ или $\alpha = +0°35'$ при $\varepsilon = 0$ предназначен для компенсации увода, вызванного тангенциальной силой с целью ликвидации кривизны траектории центра контакта и получения минимального износа протектора.

Поэтому оптимальными углами развала и схождения следует считать лишь те, при которых будет достигнут не только наименьший, но и симметричный износ протектора относительно центральной плоскости вращения колеса.

При движении на горизонтальном участке аэродромной взлетной полосы с заводскими углами развала и схождения боковая реакция на левом и правом колесах при их качении в ведомом режиме составляла в среднем 300—350 Н при скорости автомобиля, равной 12,5 м/с. Вместе с тем при движении по обычным шоссейным дорогам, при равенстве других условий, боковая реакция на левом колесе составляла 150—200 Н, а на правом — 400—450 Н. Кроме того, если на горизонтальном участке аэродромной полосы при нулевых α и ε оба колеса при их качении в ведомом режиме стремились "разойтись", то на шоссе правое колесо поворачивалось наружу, а левое — вовнутрь, то есть увод обоих колес был вправо. После статической установки углов развала левого колеса $\alpha_{лев} = +1°30'$ и $\alpha_{прав} = +0°30'$ боковые реакции распределялись по колесам почти равномерно. Автомобиль двигался при этом без увода со свободным рулевым колесом на прямолинейных участках до $30 \cdot 10^4$ м.

Экспериментальные исследования рациональных углов α и ε по поворачивающим моментам полностью совпали с экспериментальными данными по боковым реакциям. Следовательно, экспериментальное определение рациональных соотношений α и ε можно проводить как по боковым реакциям, так и по моментам в контактном отпечатке.

Окончательный выбор оптимального варианта углов α и ε управляемых колес осуществлялся после испытаний автомобиля на износ шин с определенными ранее рациональными соотношениями α и ε.

По результатам первого этапа исследований необходимо было определить наличие в действительности множества или только единственного оптимального соотношения углов α и ε, обеспечивающих наименьший и симметричный износ протектора относительно центральной плоскости вращения колеса.

Наиболее распространенные методы оценки интенсивности износа взвешиванием шины или замером высоты рисунка протектора имеют малую точность измерений и требуют длительных, до $(10—15) \cdot 10^6$ м, пробегов. Совершить такие пробеги в одинаковых климатических и дорожных условиях на каждом из выбранных (по результатам первого этапа испытаний) рациональных вариантах углов α и ε, практически невозможно. Кроме того, указанные методы не позволяют при незначительных по протяженности пробегах получить представление об интенсивности износа отдельных выступов рисунка протектора или его участков при изменении углов α и ε.

Для объективного подхода к вопросу выбора оптимальных α и ε, требующих проведения целого комплекса работ в короткое время года, в одних и тех же атмосферных условиях с минимальным пробегом автомобиля и получения высокой точности, был выбран метод радиоактивных изотопов на основе "таллия-204" (методика НИИШП) [2]. Измерение интенсивности β-излучения источника проводилось на декадно-счетной установке ДП-100 с низковольтным торцовым газоразрядным счетчиком СБТ-13 (рис. 9).

Радиоактивные источники изготавливались в соотношении: 1 гр припоя ПОС-50 на 1 мк "таллия-204". Сплав припоя и таллия, находящийся в расплавленном виде, перемешивался и засасывался водоструйным насосом (рис. 10) в подогретые стеклянные капиллярные трубочки с внутренним диаметром 0,3—0,4 мм. После застывания сплава капиллярные трубочки разбивались и радиоактивный сплав извлекался в форме проволочек.

Источник длиной 0,3—0,4 мм отрезался, помещался на срезанный конец иглы типа "дюфо" медицинского шприца и передвигался стальной проволокой по каналу иглы на глубину 2,0—2,5 мм от ее среза. Игла с источником присоединялась к корпусу шприца и вводилась в шашку протектора параллельно поверхности беговой дорожки (рис. 2). Срезанный конец иглы при этом строго подходил к центру опорной площади шашки протектора. После введения источника в шину шприц отсоединялся от иглы, в ее канал вставлялась стальная проволока, с помощью которой источник выталкивался из канала иглы в момент удаления ее из шины.

Износу подвергались новые шины, прошедшие обкатку в объеме 10^6 м пробега.

Перед и после введения радиоактивного источника в шину определялись интенсивность излучения источника U_0 и интенсивность проникающего излучения U.

Отношение интенсивности проникающего излучения к интенсивности излучения источника является табличной величиной [1], которая зависит от плотности резины и толщины ее поглощающего слоя над источником, то есть:

$$\frac{U}{U_0} = d\rho, \text{ мм} \cdot \text{кг/м}^3, \qquad (1)$$

где d — глубина залегания источника, мм; ρ — плотность резины (для шины М-93 ρ = 1130 кг/м^3).

Откуда:

$$d = \frac{U/U_0}{\rho}, \text{ мм.} \qquad (2)$$

По толщине слоя резины над источником до и после пробега определялась величина износа шашки протектора:

$$J_x = d_0 - d_x, \text{ мм,} \qquad (3)$$

где d_0 — толщина слоя резины над источником до пробега, мм; d_x — толщина слоя резины над источником после пробега, мм.

Для получения представления о характере и симметричности износа протектора шины относительно средней продольной плоскости вращения колеса при различных сочетаниях углов α и ε источники закладывались в трех продольных полосках протектора равномерно по окружности колеса по восемь штук в каждой полоске (рис. 12).

Пробеговые испытания проводились на сбалансированных (статически и динамически) управляемых колесах, при равномерном распределении нормальной нагрузки по колесам ($G_к$ = 1600 кг), давлении воздуха в шинах — 0,35 МПа и углах продольного наклона шкворней, равных одному градусу.

Испытания проводились на шоссе с сухим асфальтовым покрытием. Ежедневный пробег составлял $30 \cdot 10^4$ м на плече $15 \cdot 10^4$ м. Общий пробег при каждой комбинации углов α и ε (табл. 2) составлял $12 \cdot 10^5$ м. Средняя скорость движения — 16,7 м/с. Торможения автомобиля осуществлялись плавно. Величина износа в каждой точке замерялась в стационарных условиях без снятия колес с автомобиля через каждые $30 \cdot 10^4$ м пробега.

На рис. 13, 15, 16 представлены результаты пробеговых испытаний автомобиля на износ шин. Функциональные зависимости вследствие незначительных по продолжительности пробегов являются линейными.

Характер износа протектора шины по трем продольным полоскам при заводских углах развала и схождения колес $\alpha = +1°$, $\varepsilon = +5$ мм (по боковинам шин)

Таблица 2

Развал колес α, град.	Схождение колес ε			Режим качения колес
	минут	мм		
		по ободьям колес	по боковинам шин	
+1,0	18	+3,0	+5,0	Ведомый
0	0	0	0	Ведомый
0	6	+1,0	+1,5	Ведомый
–0,6	0	0	0	Ведомый

показан на рис. 13. Ординаты искомых прямых получены по уравнениям регрессии с использованием метода наименьших квадратов из математической статистики.

Из рисунка видно, что заводская установка управляемых колес приводит к несимметричному износу протектора. Внешняя часть протектора (полоска *1*) изнашивается на 25 % больше внутренней (полоска *3*). Вместе с тем внутренняя полоска *3* имеет износ на72 % меньше центральной полоски *2*. Это наглядно видно также из рис. 14 (для наглядности места шины с увеличенным износом выделены мелом). Следует отметить, что шины перед установкой управляемых колес с заводскими углами α и ε прошли только лишь обкатку и имели симметричный износ.

Как отмечалось ранее, нулевая установка схождения колес при положительных и нулевых углах развала в движении не сохраняется. При таких сочетаниях углов α и ε колеса разворачиваются наружу, принимая, тем самым, отрицательные значения углов схождения. Разные по знаку углы α и ε увеличивают увод колес, а следовательно, и износ шин. Из рис. 14 видно, что внутренняя полоска *3* изнашивается больше внешней *1*, причем если для углов α = (+1°) и ε = (+5) мм наибольший износ имел место у центральной полоски *2*, то для углов α = 0 и ε = 0 он — у внутренней *3*. С увеличением пробега разница по величине износа возрастает. Так, например, если износ полосок *1* и *2* в процентном отношении после $12 \cdot 10^5$ м пробега практически не изменился по сравнению с износом после $30 \cdot 10^4$ м пробега, то износ полоски *3* увеличился на 15 %.

Хорошие результаты по износу были достигнуты при углах α = 0 и ε = +1,5 мм по боковинам шин (рис. 15), однако симметричность износа протектора относительно средней полоски *2* достигнута не была.

Наилучшие результаты как по величине износа, так и по его распределению по протектору были получены при углах α = –0°35′ и ε = 0 (с учетом поперечного профиля проезжей части дороги β = 0°45′ начальные статические углы соответствовали $\alpha_{лев}$ = +0°20′, $\alpha_{прав}$ = –1°20′ и ε = 0). Следует отметить, что при таком сочетании углов особенно были заметны накат и устойчивость движения автомобиля.

Средние значения величины износа шин при различных сочетаниях углов развала и схождения представлены в табл. 3.

Из табл. 2 видно, что шины с заводскими углами развала и схождения колес α = +1°, ε = +5 мм имеют наибольший средний износ. При углах α = 0 и ε = +1,5 мм шины изнашиваются примерно в 2 раза, а при α = –0°35′ и ε = 0 — в 2,5 раза меньше, чем при заводских углах.

Несмотря на то что боковые реакции при выбранных рациональных углах α и ε, как указывалось ранее, соответствовали нулевым значениям, средние величины износа при каждом из этих сочетаний — разные (табл. 2 и рис. 16).

Результаты износных испытаний шин подтвердили достоверность высказанного ранее предположения о существовании только одного единственного оптимального соотношения углов α и ε для ведомого режима качения управляемых колес. Из двух соотношений углов α = 0 при ε = +1,5 мм и α = –0°35′ при ε = 0 для ведомого режима качения колес средний износ шин при α = 0 и ε = +1,5 мм на 20 % больше, чем при α = –0°35′ и ε = 0. Для углов α = –0°35′ и ε = 0, кроме того, характерна наилучшая равномерность износа протектора относительно центральной плоскости вращения колеса.

Следовательно, не при всех сочетаниях углов развала и схождения управляемых колес, обеспечивающих получение в контактном отпечатке нулевых боковых реакций, будет наименьший и, кроме того симметричный относительно центральной плоскости вращения колеса износ протектора. Это условие может быть достигнуто лишь установкой колес с оптимальными углами развала и схождения.

Отсюда следует, что существующие барабанные и площадочные диагностические стенды, основанные на замере боковой силы, не удовлетворяют требо-

Таблица 3

Развал колес α, град.	Схождение колес ε (по боковинам шин), мм	Средний износ шины, мм/10^6 м	Относительный износ шины, %*
+1,0	+5,0	0,265	—
0	0	0,175	66
0	+1,5	0,125	47
–0,6	0	0,100	38

* За 100 % принят износ протектора при α = +1° и ε = +5 мм.

ваниям по определению оптимальных значений углов развала и схождения, а следовательно, не позволяют обеспечить наименьший и симметричный износ протектора.

На рис. 16 представлены средние значения износа протектора шин левого и правого управляемых колес на 10^6 м пробега. Видно, что установка развала без учета поперечного наклона дороги способствует значительному увеличению износа шины правого колеса. В то же время установка в статике углов развала с учетом поперечного наклона дороги $\alpha_{лев} = +0°20'$ и $\alpha_{прав} = -1°20'$ способствует равномерному износу шин левого и правого колес. Незначительное увеличение относительной величины износа шины правого колеса, очевидно, следует отнести к меньшей жесткости его привода.

После подтверждения наличия оптимальных углов α и ε для ведомого режима качения управляемых колес необходимо было выяснить справедливость предположения о наличии также оптимального варианта углов α и ε и для ведущего режима. С этой целью управляемые колеса были установлены с углами развала $\alpha = (+0°35')$ и $\varepsilon = 0$. Получить средние значения износа шин за весь цикл пробега ($12 \cdot 10^5$ м) не удалось ввиду заклинивания шарнирно равных угловых скоростей после $68 \cdot 10^4$ м пробега. Средние износы протектора после $30 \cdot 10^4$ и $60 \cdot 10^4$ м пробега были несколько выше, чем при оптимальных углах α и ε ведомого режима. Такое повышение износа следует рассматривать как результат увеличения напряженности элементов протектора и их проскальзывания вследствие возрастания касательных продольных напряжений в контактном отпечатке.

Выводы

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено следующее:

1. Рациональные сочетания углов развала и схождения управляемых колес, полученные по условиям отсутствия боковых реакций и моментов в контактном отпечатке, не всегда обеспечивают наименьший и симметричный относительно центральной плоскости вращения колеса, износ протектора.

2. Из множества рациональных сочетаний углов развала и схождения, представленных в виде функциональных зависимостей $\alpha = f(\varepsilon)$, имеется только по одному оптимальному сочетанию углов α и ε для ведомого и для ведущего режимов качения колес, которые обеспечивают наименьший и симметричный износ протектора.

3. Значения оптимальных углов развала и схождения при ведомом режиме качения управляемых колес не являются наивыгоднейшими для ведущего режима качения по условиям износа шин. Оптимальными углами развала для ведомых управляемых колес являются отрицательные, а для ведущих — положительные.

4. Рациональные сочетания углов развала и схождения можно определить как по значениям боковых реакций, так и по моментам в контактном отпечатке.

5. Углы развала и схождения правого и левого управляемых колес в статике должны устанавливаться с учетом поперечного наклона дороги.

6. Каждому отклонению угла развала от оптимального значения соответствует свой рациональный угол схождения, устанавливаемый эксплуатационной регулировкой.

7. Интенсивность износа протектора шин управляемых колес автомобиля ЗИЛ-131, установленных с оптимальными углами развала и схождения $\alpha = -0°35'$ и $\varepsilon = 0$, была в 2,5 раза меньше, чем на заводских углах $\alpha = +1°$ и $\varepsilon = +5$ мм (по боковинам шин).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Байдуков А. А.** Определение динамического дисбаланса и его угловых координат на управляемых колесах без балансировочных станков. — Каучук и резина. 1974. № 5. С. 43—45.
2. **Байдуков А. А., Литвинов А. С.** Устройство для измерения углов продольного наклона шкворня управляемых колес транспортного средства. — Авторское свидетельство № 560122 от 8 февраля 1977 г.
3. **Байдуков А. А.** Экспериментальные исследования угла продольного наклона шкворней управляемых колес автомобиля ЗИЛ-131. — Автомобильная промышленность. 1979. № 6. С. 17—18.
4. **Байдуков А. А., Литвинов А. С.** Устройство для измерения боковой силы на эластичном колесе. — Авторское свидетельство № 579549 от 14 июля 1977 г.
5. **Марголис С. Я.** К вопросу оценки жесткости поворотных устройств. — Автомобильная промышленность, 1969. № 3. С. 17—18.
6. **Непомнящий Е. Ф.** Износ эластичного колеса при качении с проскальзыванием. Роль спектра нагрузок. Сб. "Резина — конструкционный материал современного машиностроения", изд. "Химия", 1967. С. 58—72.
7. **Юрчевский А. А., Магдесян В. Р., Гладов Г. И., Бородин Ю. П.** Датчик угловых колебаний и угла поворота управляемых колес автомобиля. Автомобильная промышленность, 1969. № 12. С. 28—29.
8. **Инструкция** по измерению износа протектора автомобильных шин при помощи радиоактивных веществ. Методика НИИШП.
9. **Снисаренко А. М., Непомнящий Е. Ф., Новопольский В. И., Тарасова З. Н**. Новый метод измерения износа протектора шин при помощи радиоактивных веществ. Фрикционный износ резин. — М.: "Химия", 1964. С. 210—215.
10. **Суслов А. П., Байдуков А. А.** Прибор для определения износа протектора шин с помощью радиоактивных изотопов. — Каучук и резина, 1973. № 1. С. 48—50.

НОВОСТИ

М. И. Бирюков, главный редактор журнала "Культ Техники"
E-mail: kultbi@mashin.ru

ГАЛОПОМ К СОВЕРШЕНСТВУ

Компания "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" представила общественности обновленный Mitsubishi Fuso Canter экологического класса EURO 4.*

На пресс-конференции, состоявшейся там же, на полигоне, вице-президент ООО "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" Томас Унгер рассказал об успехах компании: "Свою операционную деятельность совместное предприятие ОАО "КАМАЗ" и Mitsubishi Fuso Truck & Bus Corporation — ООО "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" — начало в апреле 2010 г. Первый Mitsubishi Fuso Canter был собран в Набережных Челнах в июне 2010 г. Начало продаж грузовых машин Canter состоялось в июле. К концу года их доля в сегменте рынка легких коммерческих грузовиков среди японских и корейских брендов составляла 2 %. В октябре 2012 г. рыночная доля составила 4,2 %, что явилось настоящим прорывом для компании за годы ее работы".

Альберт Ягудин, генеральный директор ООО "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус": "В условиях высококонкурентного рынка грузоперевозок в России мы постоянно работаем над усовершенствованием наших автомобилей. Обновленные Mitsubishi Fuso Canter отличаются комфортабельной кабиной, эффективной системой безопасности, высокой маневренно-

Альберт Ягудин (слева) и Томас Унгер (справа)

тью и грузоподъемностью. Новый мощный двигатель экологического класса EURO 4 соответствует последнему требованию Правительства РФ в отношении одобрений типов транспортного средства и сертификатов соответствия. И это далеко не все преимущества обновленного Canter".

Mitsubishi Fuso Canter E4 — коммерческий автомобиль с большим ресурсом и широкой гаммой оборудования, что позволяет использовать его в различных сферах деятельности: торговле, строительстве, сфере обслуживания, городском хозяйстве. Благодаря своей маневренности он очень удобен при эксплуатации в условиях загруженных автомобилями улиц и тесных дворов в крупных городах. В качестве стандартных модификаций представлены: простой и изотермический фургоны, бортовой грузовик, в т. ч. с краном-манипулятором, эвакуатор и самосвал. При этом грузовик может перевозить груз массой до 5,3 т, в зависимости от оборудования и его базы, а в составе автопоезда его грузоподъемность возрастает до 7,7 т. Соответственно, разрешенные полные массы составляют 8,5 и 12 т.

В кабину легко и приятно садиться, чему способствует решетчатая подножка, очищающая обувь, и надежные поручни. Рулевая колонка регулируется по высоте и наклону. Среднее сиденье может складываться, превращаясь в столик. В дверях и панели вы найдете множество карманов для мелочей. Электрические стеклоподъемники и зеркала с обогревом — в базовой комплектации.

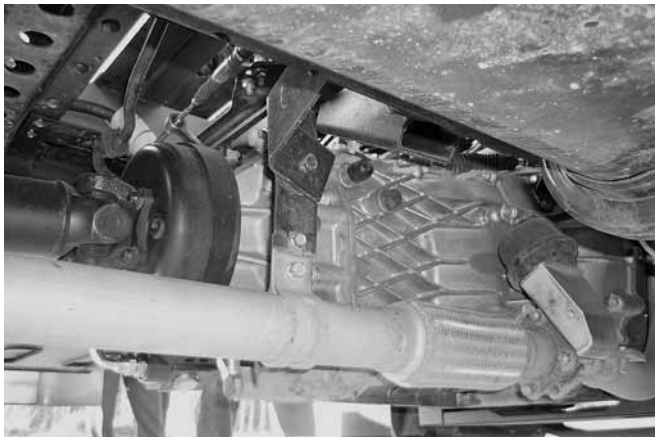
Пассивная безопасность для бескапотников всегда была проблемой. Поэтому кабина "кэнтера" защищена мощными боковыми элементами в дверях, усиленным полом и балкой спереди. Разумеется, есть ремни для всех троих членов "экипажа" и предохранительные подголовники.

Модернизированный 4,9-литровый дизель Mitsubishi Fuso 4M50-5AT5 экологического класса EURO 4, с турбонаддувом стал на 20 % мощнее своего предшественника и сегодня является одним из самых мощных в сегменте подобных среднетоннажников. Этому способствует турбина с изменяемой геометрией и интеркулер на впуске. Дизель развивает 180 л. с. (132 кВт) и наибольший крутящий момент 530 Нм, что позволяет резво набирать и легко поддерживать необходимую скорость в самых разных дорожных условиях. Наличие в двигателе двух балансирных валов уменьшает вибрации от четырех его цилиндров. Это с позиций стремления к комфортабельности особенно важно именно для бескапотных автомобилей, ведь сиденья в кабине находятся непосредственно над двигателем. 100-литровый топливный бак позволит заправляться не так уж часто. Сажевый фильтр не требует применения нейтрализующей аммиачной жидкости. Двигатель оборудован тормозом-замедлителем, обеспечивающим безопасность и снижающим износ тормозных колодок на длинных горных спусках.

Еще одним "бытовым" преимуществом нового "Кэнтера" является возможность проконтролировать уровень масла в двигателе, не выходя из кабины. Бачок с тормозной жидкостью нашел свое место на панели приборов рядом с водительской дверью. Снаружи разместились только бачок охлаждающей жидкости и маслобак гидроусилителя руля. Но для проверки уровня в них кабину не надо поднимать. Несомненно, водители оценят все эти удобства, особен-

Четырехцилиндровый дизель Mitsubishi Fuso 4M50-AT5

но зимой. Кстати, подъем кабины не требует больших усилий, кроме того, рычаг откидного механизма находится с правой стороны и при манипуляциях им ежиться от проносящихся рядом машин, не придется.



Шестиступенчатая коробка передач

Шестиступенчатая механическая трехвальная коробка передач может быть опционально оборудована системой отбора мощности для привода дополнительных агрегатов. Заметное отличие: рычаг переключения (впервые на бескапотных машинах!) установлен не на полу, а на панели приборов. Это не только удобнее, но и освобождает место для свободного перемещения по трехместной кабине. При включении заднего хода машина предупредительно пищит. Возросшая мощность и грузоподъемность повлекли за собой усиление трансмиссии, изменение передаточного числа главной передачи. Но самое заметное отличие — увеличенные шины, которые теперь носят индекс 215/75R 17,5 вместо 16-дюймовых прежних.

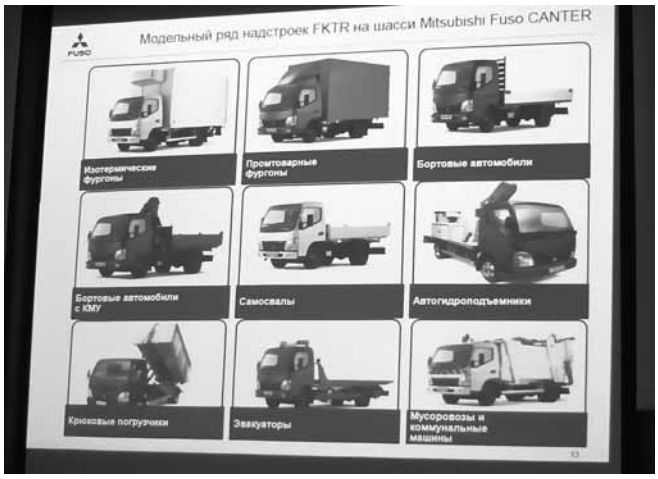
Учитывая специфику небольших компаний, которые не могут позволить себе парк машин разной грузоподъемности, в комплектацию обновленного "Кэнтера" штатно введено стандартное тягово-сцепное устройство, позволяющее использовать прицепы.

Надо отметить приятный мягкий шум двигателя, без обычных "тракторных" нот, и плавный ход грузовика несмотря на не очень гладкие серпантины полигона. Автомобиль без надрыва преодолевал крутые подъемы и не визжал шинами в поворотах, хотя испытатели демонстративно не жалели технику. Передачи переключаются четко и бесшумно. Обзор из кабины отличный, порой даже кажется, что ветрового стекла слишком много. В темноте поездить не довелось, но думаю, что огромные галогенные фары с честью справились бы со своей задачей.

Обзор великолепный!

В заключение хочется поблагодарить организаторов тест-драйва за отличную работу.

Приобрести грузовой автомобиль Mitsubishi Fuso Canter с обновленным двигателем класса EURO 4 можно будет весной 2013 г. у официальных дилеров ООО "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус". Для российского покупателя будут доступны четыре модификации с различной колесной базой: 3410, 3870, 4170 и 4470 мм. Есть возможность приобретения дополнительных опций, например кондиционера, тахографа и пр. В течение гарантийного срока будут исключены дополнительные расходы на ремонт автомобиля. Гарантия на Mitsubishi Fuso Canter составляет три года, или 100 000 км пробега.

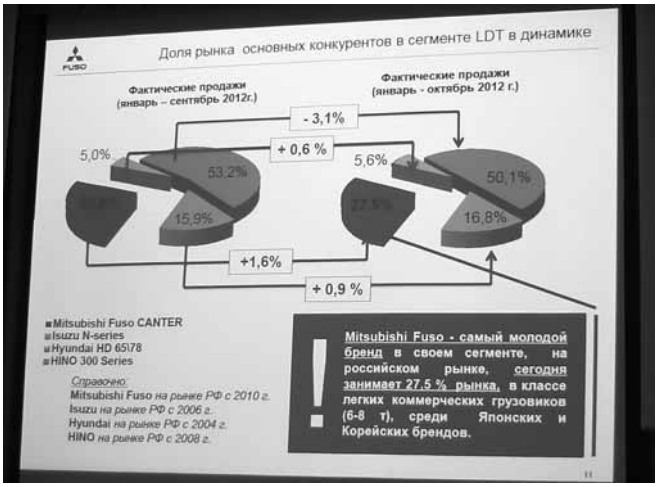


* Одно из значений слова canter — ехать легким галопом.

Для справки:

Совместное предприятие FUSO KAMAZ Trucks Rus Ltd. создано ОАО "КАМАЗ" и Mitsubishi Fusco Truck and Bus Corporation (MFTBC) для производства и продажи в России грузовиков Mitsubishi Fuso. Решение о создании СП было принято в конце 2009 г., в рамках стратегического партнерства между ОАО "КАМАЗ" и концерном Daimler AG — главным акционером MFTBC. Сборка среднетоннажного шасси Mitsubishi Fuso CANTER из японских машинокомплектов стартовала в июне 2010 г. на 12 тыс. кв. м производственных площадей Камского индустриального парка "Мастер" в Набережных Челнах.

Mitsubishi Fuso Truck and Bus Corporation (MFTBC) — штаб-квартира компании находится в г. Кавасаки, Япония. Mitsubishi Fuso — один из старейших мировых лидеров по производству коммерческого транспорта. В 2011 г. компания продала в общей сложности около 140 700 грузовиков, включая малотоннажные, средней и большой грузоподъемности, а также автобусы. 89,29 % акций компании принадлежат Daimler AG, а 10,71 % владеют компании группы Mitsubishi. MFTBC является интегрированной частью подразделения Daimler Trucks в Daimler AG.



ИВАНОВСКАЯ МАРКА

Ситуация стабилизируется

Директор ОАО "Автокран" Александр Гончаров принял участие в совещании первого заместителя председателя правительства Ивановской области Павла Конькова с руководителями и собственниками предприятий машиностроительной отрасли региона.

Ситуация в машиностроении в Ивановской области стабилизируется: объем отгруженной продукции предприятий отрасли в минувшем году вырос не менее чем на четверть.

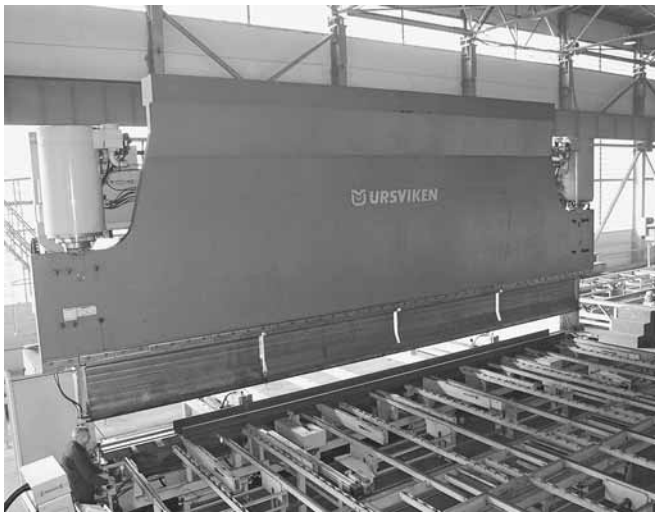
В текущем году машиностроительные предприятия реализовали ряд инвестиционных проектов. Отдельно был отмечен завод "Автокран", запустивший в серийное производство краны со стрелами овоидного профиля.

В ходе совещания участники также обсудили вопрос обеспечения отрасли квалифицированными кадрами. Сегодня машиностроение испытывает острую нехватку специалистов рабочих профессий. В результате совместной работы с руководителями предприятий в регионе разработан комплекс мер по обеспечению заводов рабочими кадрами и закреплению выпускников на предприятиях, принята региональная программа развития среднего профобразования, которая учитывает потребности промышленных предприятий в специалистах.

ЗАО "ГАЗПРОМ-КРАН" отмечает 57 лет

В декабре 1955 г. Камышинский крановый завод выпустил свой первый автокран. С тех пор прославленное предприятие произвело более 60 000 единиц техники. В 2012 году завод отметил 57 лет со дня основания в статусе одного из крупнейших краностроительных заводов России и стран СНГ.

В 1990-х годах состоялась глобальная модернизация завода, в результате которой предприятие оснастили высокотехнологичным оборудованием. С 2006 года ЗАО "ГАЗПРОМ-КРАН" по лицензионному соглашению с ОАО "Автокран" начал производить крановую технику под брендом "Ивановец". Сейчас завод выпускает автокраны грузоподъемностью 32, 35,40, 50, 60 и 80 тонн на автомобильных и специальных крановых шасси. На предприятии трудятся более 1000 человек.



"ГАЗПРОМ-КРАН" — современное предприятие,обладающее уникальной технологической базой. Секции стрел и специальные крановые рамы производятся в автоматическом режиме на высокопроизводительных роботизированных линиях, включающих прогрессивное прессовое, резочное и сварочное оборудование.

В 2012 году ряд серийной техники, выпускаемой заводом, пополнился семью новыми моделями автокранов "Ивановец" грузоподъемностью 35, 40 и 50 тонн. Применение современного оборудования не только многократно увеличивает производительность технологических процессов, обеспечивает исключительно высокое качество выпускаемой продукции, но и позволяет специалистам предприятия создавать инновационную технику.

Завод "Автокран" отметил 58 лет со дня основания

В конце 2012 года очередной день рождения отметил ивановский завод "Автокран" — самое современное и технологически развитое краностроительное предприятие в России и странах СНГ. 58 лет назад из стен еще строившегося завода вышел первый кран К-51 с механическим приводом грузоподъемностью 5 тонн.

Завод имеет богатую и славную историю: со дня своего образования "Автокран" произвел более 150 000 автокранов "Ивановец". Более 100 моделей автокранов "Ивановец" грузоподъемностью от 5 до 100 тонн были разработаны и запущены в производство на заводе. Потребители в более чем 70 странах мира знакомы на практике с преимуществами крановой техники "Ивановец".

"Автокран" — первый и единственный российский производитель стрел овоидной формы. Серийное производство автокранов с уникальными для России стрелами было запущено в марте 2012 года.

На заводе трудятся более 2 тыс. квалифицированных специалистов. Большое внимание "Автокран" уделяет обеспечению экологической безопасности, сохранности окружающей среды и заботе о здоровье сотрудников.

Завод "РАСКАТ" начал серийное производство статического трехвальцового катка RC-13DD

В ноябре прошлого года рыбинский завод "РАСКАТ" начал серийное производство статического катка RC-13DD, который предназначен для уплотнения покрытий из любых типов асфальтобетонных и битумно-минеральных смесей. Данная модель была представлена в качестве пилотного образца на СТТ-2011 и вызвала большой интерес у посетителей выставки.

Каток RC-13DD имеет целый ряд преимуществ и особенностей. Среди них — исключительная равномерность уплотнения и высокая маневренность. Высокое линейное статическое давление вальцов (57 кг/см^2) позволяет производить качественное уплотнение на мостах, эстакадах и вплотную к жилым и производственным объектам, где невозможно применение вибрационных катков, а также осуществлять особенно эффективное уплотнение щебеночно-мастичных асфальтобетонов (ЩМА). Маневренность катка обеспечивается за счет небольшого радиуса поворота и применения гидравлического управления.

Отдельно стоит отметить применение в конструкции катка комплектующих мировых производителей. Установленный на каток двигатель Kubota соответствует стандартам европейской безопасности (уровень шума, выбросы вредных веществ с отработанными газами и др.). Большое внимание конструкторы завода "РАСКАТ" уделяют комфорту и удобству управления дорожной техникой: двухпостовое рабочее место и регулируемое сидение оператора обеспечивают максимальный обзор рабочей зоны. На дисплей управления выведены параметры работы двигателя и катка (частота вращения двигателя, скорость движения, напряжение, уровень топлива), обеспечена аварийная сигнализация температуры и давления масла в двигателе. Просторная кабина катка RC-13DD по требованию потребителя может быть оснащены системой кондиционирования.

При разработке данной модели были учтены требования безопасности. Каток оборудован тремя тормозными системами, функционирующими независимо друг от друга: рабочей, стояночной и резервной.

Пресс-служба ТК "Ивановская марка"

"Группа ГАЗ" модернизировала производство и модельный ряд Голицынского автобусного завода

Голицынский автобусный завод (ГолАЗ) "Группы ГАЗ" завершил техническое перевооружение производственной площадки в рамках обновления модельного ряда выпускаемой продукции. С начала 2012 года инвестиции в техническое перевооружение и разработку новых продуктов ГолАЗа составили около 260 млн руб. Новая продуктовая гамма предприятия представлена междугородными автобусами особо большого класса ГОЛАЗ-6228.10 и большого класса ГОЛАЗ-5251 "Вояж", а также туристским автобусом ГОЛАЗ-5291 "Круиз" на новой агрегатной базе.

В рамках модернизации ГолАЗа обновлен парк оборудования предприятия: закуплено новое сварочное и окрасочное оборудование, новые инструменты и оснастка, организованы зоны грунтования и рихтовки каркаса кузова. Для усиления контроля потребительских свойств выпускаемой продукции на Голицынском автобусном заводе созданы зоны проверки качества и предпродажной подготовки по стандартам компании Scania.

Новое оборудование ГолАЗа будет использоваться при производстве перспективных моделей предприятия, серийное производство которых начнется в 2013 году. Завод сфокусируется на производстве разработанных в 2012 году продуктов, перенеся производство междугородных автобусов ГОЛАЗ-ЛИАЗ-5256 на Ликинский автобусный завод "Группы ГАЗ".

До конца года предприятие завершит рестайлинг туристского автобуса ГОЛАЗ-52911 "Круиз": автобус будет выпускаться на шасси Scania. Машина оснащена двигателем мощностью 400 л. с. экологического стандарта EURO 5, роботизированной коробкой передач Opticruse, новыми передней и задней масками, оптикой Hella. Автобусы ГОЛАЗ "Вояж" и ГОЛАЗ-6228.10 будут выпускаться на модернизированном шасси с дисковыми тормозами и с системой курсовой устойчивости (ESP) и с роботизированной коробкой Opticruse. Салоны автобусов ГОЛАЗ "Вояж" и ГОЛАЗ-6228.10 разработаны с учетом возможности установки оборудования для людей с ограниченными возможностями: подъемника кассетного типа, двойные двери в средней части автобуса и площадки со специальными креплениями для инвалидных колясок. Интерьер всего модельного ряда автобусов ГОЛАЗ также будет обновлен.

Проведенная модернизация производственной площадки ГолАЗ и оптимизация производственных потоков по всему технологическому процессу позволяют увеличить среднемесячный темп выпуска автобусов с 10 до 60 единиц в две смены.

В минувшем году более 50 автобусов ГОЛАЗ-5251 "Вояж" закупили частные и муниципальные автотранспортные предприятия Санкт-Петербурга, Самары, Мурманска, Краснодара, Тулы и других городов, 13 автобусов ГОЛАЗ-5291 "Круиз" переданы подразделениям компании "Газпром".

Перспективы автозавода "Урал"

Министр сельского хозяйства Российской Федерации Николай Федоров осмотрел перспективные разработки автозавода "Урал" "Группы ГАЗ". Речь идет о спецтехнике на шасси нового семейства грузовых автомобилей "Урал-432065" сельскохозяйственного назначения.

Глава Минсельхоза России отметил улучшенные потребительские характеристики сельскохозяйственной техники "Урал".

За создание нового модельного ряда специализированных грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения и за организацию производства специализированных грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения "Урал-432065" "Группа ГАЗ", автомобильный завод "Урал" и Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина награждены золотыми

медалями и дипломами агропромышленной выставки "Золотая осень—2012". Награды учреждены Министерством сельского хозяйства РФ, Правительством Москвы и Россельхозакадемией.

Образцы многофункциональных транспортно-технологических средств на шасси нового семейства автомобилей "Урал-432065" разработаны в сотрудничестве с Московским государственным агроинженерным университетом им. В. П. Горячкина по заказу Правительства Российской Федерации. Новое семейство "Уралов" высокой проходимости не имеет аналогов среди техники сельхозназначения, выпускаемой в РФ, благодаря уникальным потребительским характеристикам. Автомобиль оснащен дизелем экологического класса EURO 4, имеет низкий расход топлива, без труда передвигается на влажных полях в связке с другой техникой, способен поддерживать устойчивую скорость движения в составе технологических комплексов. Грузовая техника на базе "Урал-432065" может использоваться с быстросъемными технологическими надстройками, позволяющими выполнять различные сельскохозяйственные работы.

Автобусы для Санкт-Петербурга

"Группа ГАЗ" поставила в Санкт-Петербург 45 автобусов большого класса. Техника передана в рамках реализации трехстороннего договора между "Группой ГАЗ", Государственной транспортной лизинговой компанией (ГТЛК) и компанией "Питеравто" (один из крупнейших перевозчиков Санкт-Петербурга). Общая стоимость сделки превышает 260 млн руб.

15 автобусов ЛИАЗ-5293 и 30 автобусов ГОЛАЗ-5251 "Вояж" переданы компании "Питеравто" по договору лизинга. Техника будет использована в системе коммерческих пассажирских перевозок Санкт-Петербурга.

Подписанный контракт между "Группой ГАЗ" и ГТЛК — не первый опыт сотрудничества компаний: стороны активно взаимодействуют с 2009 года в различных регионах РФ, в т. ч. и в Северо-Западном федеральном округе. Так, в начале 2012 года по различным лизинговым договорам автотранспортные предприятия Санкт-Петербурга и области получили и начали эксплуатацию около 600 автобусов производства "Группы ГАЗ". В 2010—2011 годах автотранспортным предприятиям Санкт-Петербурга: "Питеравто", "Шпунт Северо-Запад" и АТР № 31, был поставлен 331 автобус производства "Группы ГАЗ" для эксплуатации на муниципальных маршрутах.

Автобус большого класса ЛИАЗ-5293 предназначен для работы на городских маршрутах. Низкий уровень пола у передней и средней дверей, большая накопительная площадка, удобные антивандальные сидения позволяют чувствовать себя комфортно всем категориям пассажиров. Автобус оснащается дизельным двигателем Cummins экологического стандарта EURO 3, автоматической коробкой передач ZF, мостами Raba. Общая пассажировместимость автобуса — 100 человек, включая 23 посадочных места и два места для людей с ограниченными возможностями.

Автобус ГОЛАЗ-5251 "Вояж" на шасси Scania экологического стандарта EURO 4 предназначен для работы на междугородных маршрутах и соответствует всем требованиям, предъявляемым к классу данных автобусов, в том числе и международным правилам ЕЭК ООН по активной и пассивной безопасности (ESP, ABS, ASR, EBS, ремни безопасности). Панорамное ветровое стекло, аквариумный тип бокового остекления, больший по сравнению с конкурентами объем багажных отсеков, высококачественные материалы в оформлении салона, широкий выбор комфортабельных пассажирских кресел делают автобус незаменимым на маршрутах между крупными городами. Общая пассажировместимость автобуса — 60 человек, в т. ч. 53 посадочных места.

Пресс-служба "Группы ГАЗ"

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Shoobladze A. M., Paschenko F. F., Krukovsky L. E.* Hydraulic transmission for vehicles
This article describes the original volume of hydraulic variator rotary motion with a large ratio. This CVT provides a high speed range, which can be used in transport systems as a transmission.
Keywords: the hydraulic CVT, transmission, vehicle, water pump, hydraulic motor, speed sensor

7 *Sokolov R. I., Ustimenko V. S., Lukiyanov G. Z.* Constant power take-off of "URALAZ" all-wheel drive vehicles and its influence upon towing and dynamics.
The towing and dynamic peculiarities of the all-wheel drive "Motovoz" vehicles, when part of their power is used for power take-off, are discussed in the article.
Keywords: constant power take-off, pulling dynamics, speed, military automobiles

12 *Kartukov A. G., Gumelyov V. J.* The adduction dryly-charged storage battery for military vehicle to working condition
In this article are described particularities of the using dryly-charged storage battery, used on military vehicles, as well as ways of the adduction them to working condition in the different conditions.
Keywords: storage battery, technical condition monitoring, ordinary way, speed way

16 *Solncev A. A., Otroshenko N. N.* The system of correction of intervals of automobile maintenance
Selective maintenance was first realized by Mercedes-Benz in their Active Service System in 1997. This system allows to correct intervals of automobile maintenance. As a rule it aim to increase intervals of automobile maintenance.
Keywords: model, increase of run, amount of work, exploitation of vehicle, selectivity, strategies of maintenance

18 *Vorobiov J. V., Egorov V. A., Firsov J. V.* Ways of organization of automobile service stations
Car fleet of Capital Region is developing extremely fast in the last few years. There is increase of number of registered automobiles. Also, the structure of car fleet is changing.
Keywords: car fleet, organization of service stations, auto repair, services, service stations

22 *Kapusta P. P.* The principles of mobile machines carrying systems reliability guaranteeing and resource design
The scientific principles of mobile machines carrying systems, constructions and parts reliability guaranteeing and resource design according to the criteria of fatigue resistance taking into account the operational loading are developed. The approach is to simulate the system operating conditions, the dynamics and the machine loading, the estimated prediction of fatigue resistance and service life characteristics of carrying structures and parts in accordance with specified standards for reliability, in the early stages of design.
Keywords: mobile cars, bearing systems, designs, details, operational loading, resistance of fatigue, resource design, reliability

32 *Baydukov A. A., Klimov S. N.* Experimental research of optimal relationship of camber and toe angles of steering wheels
In the first part of the article the research of all-wheel-drive vehicle in existing road conditions in relation to various camber and toe angles of steering wheels in driven and driving rolling movement modes aimed to detect their rational value is observed.
The second part of the article shows the results of tyre mileage research at previously chosen rational camber and toe angles aimed to detect their optimum alternative for driven and driving rolling movement modes providing minimum and symmetric tread wear relative to wheel rotation median plane.
Keywords: wheel camber and toe-in; wheel balance and slip; radionuclide; rational and optimal camber and toe angles

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *З. В. Наумова*
Сдано в набор 09.01.2013. Подписано в печать 19.02.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4