

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет

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

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", 2012

Перепечатка материалов из журнала
"Грузовик" возможна при обязательном
письменном согласовании с редакцией
журнала. При перепечатке материалов
ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов
ответственность несет рекламодатель.



Грузовик

с приложением

*Ежемесячный научно-технический
и производственный журнал*

Конструкция

- 2 Дмитриев С. А., Баженов С. П. Конструирование инерционного автоматического гидродифференциального трансформатора вращающего момента транспортного средства
- 7 Захарик Ю. М., Вихренко Д. В., Захарик Ал. М. Метод оценки ресурса зубчатых колес трансмиссии автомобиля
- 12 Гадельшин Т. К., Петров В. К., Гадельшин Д. Т. Унификация модулей автомобилей — одно из возможных направлений инновационной деятельности в автомобилестроении

Испытания

- 17 Карманов К. Н. Проблемы обеспечения сертификационных испытаний троллейбусов

Эксплуатация. Ремонт

- 25 Климов С. Н. К вопросу регулировки подшипников ступиц колес автомобилей

Качество

- 28 Чернов А. Е. Качество и надежность систем электроснабжения автономных объектов
- 34 Заятров А. В., Козловский В. Н. Анализ взаимосвязи показателей надежности и удовлетворенности для системы электрооборудования автомобилей
- 37 Каргин Р. В., Жигульский В. И. Надежность кузовных мусоровозов

Экономика

- 41 Фасхиев Х. А., Закиев М. Г. Прогнозирование трудоемкости технического обслуживания и ремонта автокранов на этапе проектирования

- 48 *Abstracts of articles*

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

'2012

УДК 629.021

С. А. Дмитриев,
асп.,
С. П. Баженов,
д-р техн. наук,
проф.,
Липецкий государственный
технический
университет
E-mail:
bspd@mail.ru

Конструирование инерционного автоматического гидро- дифференциального трансформатора вращающего момента транспортного средства

Рассмотрены особенности динамического взаимодействия звеньев инерционного автоматического гидродифференциального трансформатора вращающего момента. Приведен анализ конструкции основных узлов и выделены наиболее рациональные параметры.

Ключевые слова: инерционный трансформатор вращающего момента, преобразователь момента, гидродифференциальный выпрямитель момента.

При разработке конструкции инерционного автоматического гидродифференциального трансформатора вращающего момента (ИГТВМ) [1, 2] необходимо учитывать особенности динамического взаимодействия его звеньев. ИГТВМ представляет механическую передачу с внутренним саморегулированием силового потока [3]. Вращающий момент на выходном валу зависит от частоты вращения приводного двигателя и изменения момента сил внешнего сопротивления. Силовой диапазон регулирования ИГТВМ достигает 7–12, кинематический изменяется от 0 до 1.

Особенностью ИГТВМ является то, что силовой поток передается только механическим путем, а гидротормоза лишь обеспечивают замыкание на корпус передачи опорных звеньев дифференциального ряда. Под нагрузкой в процессе трансформации момента силовой поток через них не протекает, а они воспринимают только реактивный поток (отсутствует вращение элементов гидромашин), следовательно, отсутству-

ют потери, свойственные объемным гидроприводам. Вращение гидромашин имеет место только в одном направлении в режиме свободного прокручивания, при этом КПД зависит только от потерь холостого хода, что соответственно повышает общий КПД передачи. При этом на холостом ходу потери происходят только в одной гидромашине, вторая в этот период заторможена. Подобная конструкция инерционной гидродифференциальной передачи позволяет получить значение КПД, сопоставимое с таковым у механических передач.

ИГТВМ работает на трех режимах [3]:

- стоповый режим, при котором ведущие элементы передачи вращаются, а ведомые неподвижны;
- режим трансформации момента, при котором ведущие и ведомые элементы имеют различные частоты вращения;
- режим динамической муфты (прямая передача), ведущие и ведомые элементы вращаются как одно целое.

На стоповом режиме работы импульсы инерционного момента, передаваемые ведомому звену за цикл, максимальны. С увеличением угловой скорости ведомых частей все большая доля импульсов затрачивается на разгон и торможение реактора, что вызывает уменьшение вращающего момента на выходном валу, при этом одновременно происходит увеличение продолжительности цикла.

Требуемый силовой диапазон регулирования ИГТВМ определяется тяговым расчетом машины с использованием общезвестных методик. При проектировании ИГТВМ, заменяющего серийную коробку передач, диапазон можно



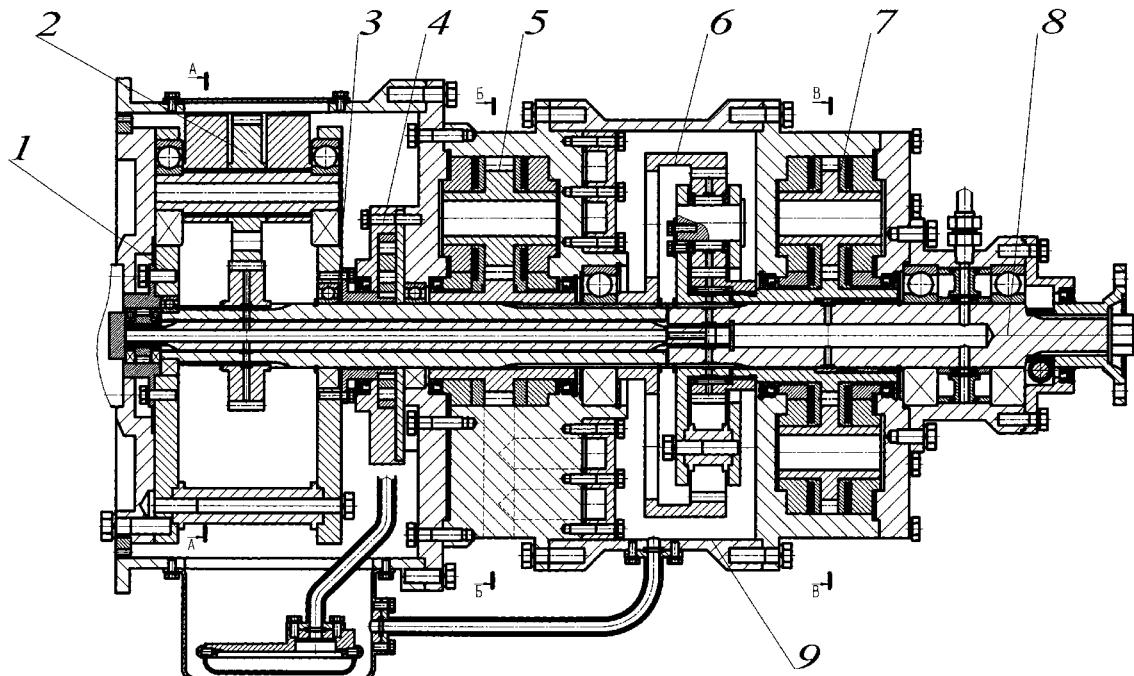


Рис. 1. Продольный разрез ИГТВМ:

1 — водило импульсного механизма; 2 — неуравновешенные сателлиты; 3 — промежуточный вал (реактор); 4 — насос подпитки; 5 — гидротормоз корпусной; 6 — дифференциальный ряд; 7 — гидротормоз выходной; 8 — ведомый вал; 9 — корпус

принять равным передаточному числу ее низшей ступени.

В конструкции ИГТВМ можно выделить четыре основных узла (рис. 1):

- преобразователь момента двигателя (импульсный механизм);
- выпрямитель инерционного момента;
- система смазки и подпитки;
- механизм обратной связи.

Работа преобразователя момента основана на использовании центробежных сил инерции неуравновешенных сателлитов. По габаритным размерам преобразователь момента вписывается в пространство картера сцепления. Для снижения динамических нагрузок следует применять гармонические импульсные механизмы, имеющие синусоидальную выходную характеристику.

К таким преобразователям относятся дифференциальные импульсные механизмы, которые помимо прочего имеют минимальные неуравновешенные массы и позволяют варьировать геометрические параметры в широких пределах. При этом силовой поток передается при помощи

зубчатого зацепления. С целью упрощения конструкции целесообразно использовать двухзвенные дифференциальные ряды только внешнего зацепления, а для обеспечения возможности перехода и работы в режиме прямой передачи, ведущим элементом необходимо принять водило.

Наиболее полно указанным требованиям соответствует преобразователь момента при ведущем звене — водиле, ведомом — центральной (солнечной) шестерне с пятью неуравновешенными сателлитами. При этом число зубьев солнечной шестерни должно быть кратно числу сателлитов. При конструировании импульсного механизма следует учитывать, что для надежного срабатывания выпрямителя момента частота инерционных импульсов не должна превышать 100 Гц. Поэтому при использовании приводного двигателя с высокой номинальной частотой вращения целесообразно выбирать схему, в которой пять крупных сателлитов, а солнечная шестерня имеет несколько меньшее число зубьев. В случае с

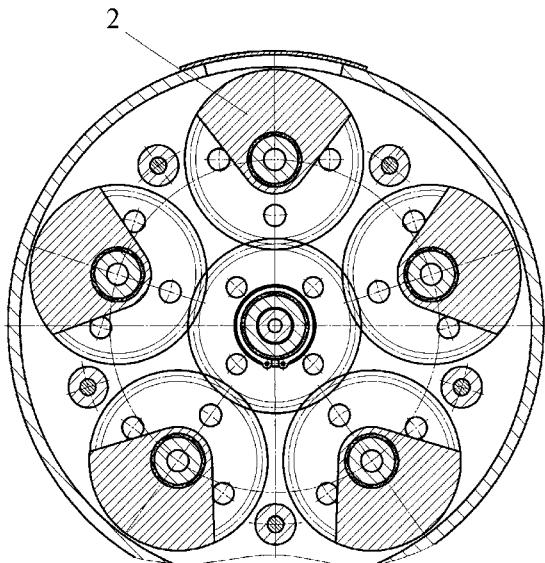


Рис. 2. Поперечный разрез импульсного механизма (разрез А—А)

малой частотой вращения двигателя наиболее подходящим является импульсный механизм с шестью малыми сателлитами и солнечной шестерней с большим числом зубьев.

Для создания знакопеременных импульсов инерционного момента используются эксцентричные грузовые звенья 2 (рис. 2), которые могут быть съемными либо выполнеными как одно целое с сателлитом.

Особенность импульсного механизма заключается в изменении направления действия момента от центробежных сил инерции при каждом переходе грузового звена через полюс зацепления сателлита с солнечной шестерней. Это приводит к пересопряжению зубьев. По этой причине точность изготовления этого зацепления должна обеспечивать минимальные зазоры в его контакте. Возможен вариант устройства регулирования зазоров в зубчатом зацеплении, например с помощью эксцентричной установки осей сателлитов, что позволяет проводить регулировку зазоров в зацеплении в процессе эксплуатации по мере износа зубьев, что повышает ресурс передачи.

Проведенные исследования показали, что минимальная масса груза получается, когда его геометрическая форма выполняется в виде сектора или сегмента с направляющими под углом 120°. В этом случае наблюдается максимальное расстояние от оси вращения груза до его центра тяжести. Для снижения массы груза целесообразна

также выборка металла с противоположной стороны зубчатого колеса.

При выборе вида шлицевых соединений предпочтителен эвольвентный тип с центрированием по боковым поверхностям зубьев. При этом посадка должна обеспечивать гарантированное плотное соединение с натягом. Любой другой вид соединений имеет зазоры между боковыми поверхностями шлицев, которые значительно снижают долговечность механизма.

При выборе опор для сателлитов импульсного механизма следует учитывать значительную частоту вращения и максимальную величину инерционных нагрузок, возникающих при работе ИГТВМ на стоповом режиме при максимальной частоте вращения вала двигателя. Оптимальным можно признать вариант конструкции с использованием для установки оси сателлита двух подшипников качения. При применении подшипников скольжения необходимо обеспечивать жидкостное трение в зоне их контактов по типу системы смазки коренных подшипников коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания.

Реактор импульсного механизма может быть выполнен в виде единого вала, установленного на двух опорах, либо при значительных размерах — состоять из двух половин, подвижно связанных между собой в осевом направлении, например посредством беззазорного шипового соединения. В последнем случае реактор снабжается дополнительной третьей опорой, которая позволяет снизить нагрузки на опоры за счет исключения их пропорачивания при приложении больших нагрузок.

Выпрямитель инерционного момента представляет собой дифференциальный ряд 6 (см. рис. 1), опорными звеньями которого поочередно становятся центральные шестерни. Торможение опорных элементов осуществляется корпусным 5 и выходным 7 гидротормозами — объемными гидромашинами, контуры циркуляции которых замкнуты при помощи обратных клапанов противоположного действия. Реверсирование вращения выходного вала ИГТВМ и режим парковка осуществляются переключением клапанов с помощью гидрораспределителя.

Параметры дифференциального ряда выпрямителя инерционного момента подбираются таким образом, чтобы, с одной стороны, он обеспечивал требуемое значение приведенного момента инерции реактора импульсного механизма, а с другой — имел

необходимое передаточное отношение к выходному валу ИГТВМ.

При использовании автоматической передачи на серийных транспортных средствах без существенных переделок трансмиссии, передаточное отношение должно быть близко к единице, при других вариантах использования ИГТВМ оно может достигать больших величин вплоть до замены главной передачи ведущего моста. В первом случае ведущим элементом должна быть эпициклическая шестерня, ведомым — водило; во втором — ведущая солнечная шестерня при ведомом водиле. Для получения передаточных отношений значительной величины возможно использование сложных дифференциальных механизмов.

Гидротормоз работает по принципу свободного перетекания жидкости при подаче в разрешенном направлении и запирании потока при подаче в запрещенном. Рабочий объем гидротормоза рассчитывается по известной методике. При работе ИГТВМ на характерных режимах наблюдаются следующие особенности работы гидротормозов:

- на стоповом режиме рабочие элементы обоих гидротормозов не вращаются, а удерживают от проворачивания опорные звенья дифференциального ряда; при этом в замкнутых контурах обеих гидромашин периодически в соответствии с рабочим процессом импульсного механизма возникает рабочее давление;

- на режиме трансформации момента гидромашины попаременно затормаживают соответствующие элементы дифференциального ряда при попытке их вращения в запрещенном направлении; в период передачи вращающего момента в гидросистемах обоих гидротормозов возникает рабочее давление, а в период холостого хода давление соответствует сопротивлению гидравлических контуров;

- на режиме динамической муфты у корпусного гидротормоза наблюдается режим холостого хода, а у выходного — стоповый режим.

С учетом указанных особенностей наиболее рациональным представляется использование шестеренных гидромашин. Они наиболее просты конструктивно, имеют меньшую массу и минимальные габаритные размеры по сравнению с другими типами гидромашин при прочих равных условиях. Немаловажно, что при наличии конструктивно улучшенной торцевой и радиальной герметизации объемный КПД при номинальном давлении может достигнуть значения 0,98, а механический — 0,94 [4].

Для увеличения тормозного момента гидромашины применяется многошестеренная конструкция, в которой несколько малых периферийных шестерен находятся в зацеплении с одним центральным зубчатым колесом большего диаметра (рис. 3). Для предотвращения возникновения радиальных сил на центральном колесе шестерни следует располагать равномерно по окружности.

Учитывая специфику работы гидротормоза, при конструировании необходимо учесть следующие условия (рис. 4):

- центральное зубчатое колесо целесообразно выполнять проходным, что позволяет разместить гидромашину соосно приводному валу;

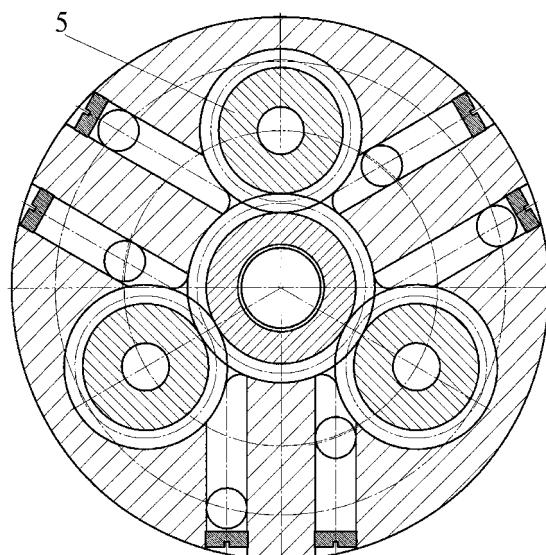


Рис. 3. Поперечный разрез корпусного гидротормоза (разрез Б—Б)

конструкция

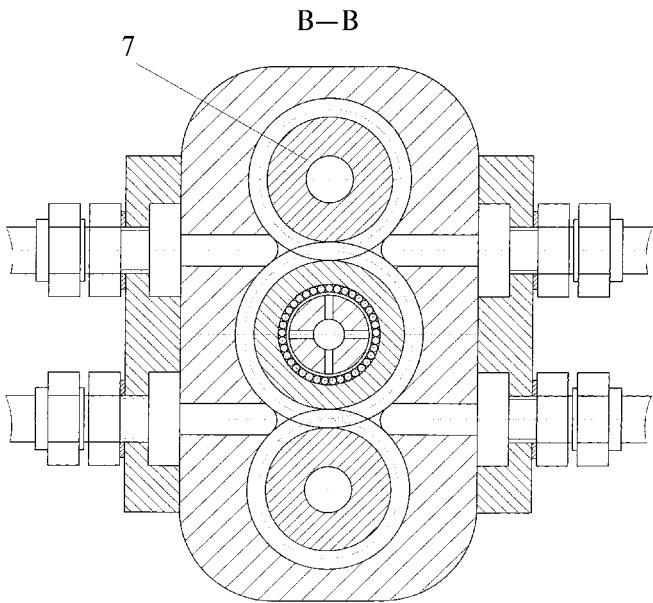


Рис. 4. Поперечный разрез выходного гидротормоза (разрез В—В)

— гидротормоз должен обеспечить требуемую механическую жесткость по отношению к нагрузке, т. е. иметь минимальную податливость при нагружении; это достигается использованием рабочей жидкости с высоким модулем упругости и максимальной герметизацией гидромашины, в том числе за счет исключения из конструкции каналов для разгрузки межзубового пространства;

— для повышения долговечности и увеличения объемного КПД гидротормоза необходимо применить компенсацию торцевых зазоров гидравлическим или комбинированным способом, дополнительно герметизировать рабочие полости возможно путем увеличения торцевой уплотняющей поверхности за счет увеличения чисел зубьев шестерен, что позволяет также снизить пульсацию потока жидкости;

— вследствие того, что гидротормоза значительную часть времени работают при циклическом реверсивном вращении приводного вала, в конструкции следует обеспечить разгрузочные полости для снижения давления рабочей жидкости на уплотнительные устройства, рационально также предусмотреть возможность механической или гидравлической компенсации износа уплотнений.

Остальные элементы гидравлической части выпрямителя инерционного момента рациональнее выбирать из числа выпускаемых серийно. К ним можно отнести обратные и перепускные

клапаны, гидрораспределитель, соединения, трубопроводы, фильтр и др.

Для подпитки гидросистемы и смазки узлов ИГТВМ необходимо предусмотреть насос 4, имеющий постоянный привод при работе двигателя. По назначению конструкции и условиям работы он аналогичен насосам, применяемым в автоматических коробках передач серийных транспортных средств. Поэтому оптимальным вариантом можно считать шестеренный насос внутреннего зацепления.

Система смазки-подпитки при помощи обратных клапанов соединена с рабочими контурами гидротормозов. Это необходимо для исключения возможности появления кавитации в гидросистеме. Для заполнения замкнутых контуров и удаления воздуха в верхней части каждого из них должно располагаться перепускное отверстие, снабженное легкосъемной заглушкой. Для заполнения контуров после длительных стоянок целесообразно предусмотреть возможность подключения к магистрали насоса с независимым приводом.

Для повышения эффективности торможения двигателем и запуска двигателя при помощи буксировки предназначен механизм обратной связи. Он состоит из обгонной муфты, соединенной с коленчатым валом двигателя и связанной с выходным валом ИГТВМ посредством дополнительного вала.

При конструировании корпусных деталей инерционной передачи необходимо учитывать, что они значительно нагружены реактивными усилиями, возникающими при срабатывании гидротормозов. Их жесткость необходимо подбирать по максимально возможным нагрузкам, т. е. учитывать воздействие пиковых величин инерционного момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент 2106554 РФ, МКИ F 16 Н 47/04. Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, В. М. Земин, А. А. Остапенко. (РФ) — № 95113239. Заявлено 26.07.95. Опубл. 10.03.98. Бюллетень № 7. — 4 с.
2. Патент 1028924 РФ, МКИ F 16 Н 47/04. Инерционный гидродифференциальный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, С. Ф. Петров (РФ) — № 2879997. Заявлено 06.02.80. Опубл. 15.07.83. Бюллетень № 26. — 6 с.
3. Баженов, С. П. Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин: Учебное пособие [Текст] / С. П. Баженов. — Липецк, ЛГТУ, — 2003. — 81 с.
4. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: Учебник для вузов [Текст] / Т. М. Башта. — М.: Машиностроение, 1977. — 606 с.

Метод оценки ресурса зубчатых колес трансмиссии автомобиля

Рассмотрен метод оценки долговечности зубчатых передач в заданном режиме эксплуатации с использованием оптимизации параметров зацепления зубчатых передач, данных в отношении движения автомобиля по реальному маршруту, трехмерных моделей зубчатых колес, конечной элементной модели напряжений изгиба.

Ключевые слова: автомобиль, долговечность, зуб, режим, ресурс, нагрузка, напряжение, параметр, шестерня.

Введение. В работе [1] приведена общая методика создания расчетных моделей зубчатых колес и расчета напряжений в зубьях колес методом конечных элементов (МКЭ). В настоящей работе предложена методика определения нагрузочного режима и оценки ресурса на основе напряжений, полученных расчетом МКЭ.

Методика оптимизации параметров зацепления зубчатых передач. Для определения нагрузочного режима необходимо провести пробеговые испытания в условиях эксплуатации автомобиля с регистрацией крутящего момента на карданном валу или полуоси. Такие испытания просто провести как с точки зрения измерительного оборудования — достаточно установить датчики нагрузки и числа оборотов и на карданный вал (а в случае оснащения автомобиля антиблокировочной системой тормозов (АБС) можно воспользоваться существующим индуктором АБС для определения числа оборотов), так и с точки зрения выбора маршрута и режима движения. Испытательный пробег проводится по реальным дорогам в режиме дорожного движения. В результате обработки результатов испытаний должно быть получено распределение крутящего момента по пробегу. Так, на рис. 1, в качестве примера показано распределение крутящего момента на полуоси седельного тягача автопоезда полной массой 40 т по пробегу на трех различных режимах движения: № 1 — наименее загруженный загородный режим (длина испытательного маршрута 29,8 км), соответствующий 1-й категории эксплуатации, № 5 — наиболее загруженный загородный (на этом режиме зафиксирован максимальный момент T_{max} за весь период испытаний; длина маршрута 44,7 км), № 8 — городской режим (длина мар-

шрута 30 км). На рис. 1 отрицательные моменты объединены с нулевыми как не оказывающие влияние на нагрузку зубчатых передач. Указанное распределение получено в результате обработки экспериментальных данных, полученных сотрудниками Испытательного центра МАЗ.

Предельные напряжения для оценки ресурса определяются по выражениям [2, 3]:
по контактной усталости

$$\Pi_{HP0} = \Pi_{Hlim}^0 Z_R, \quad (1)$$

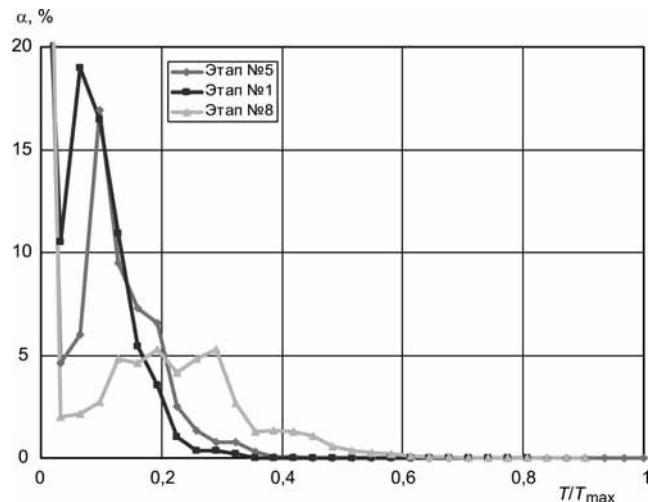


Рис. 1. Распределение крутящего момента

по изгибной усталости

$$\sigma_{FP0} = \sigma_{F\lim}^c Y_R K_{Fc}, \quad (2)$$

где $\Pi_{H\lim}^0$, $\sigma_{F\lim}^c$ — пределы выносливости с учетом статистических характеристик для определенной вероятности неразрушения; Z_R , Y_R — коэффициенты учета метода обработки зубьев; K_{Fc} — коэффициент учета реверсивности нагрузки.

Если в результате расчета выполняется условие:

$$\Pi_H \geq 0,9\Pi_{HP0} \text{ либо } \sigma_F \geq 0,9\sigma_{FP0}, \quad (3)$$

тогда определяется ресурс зубчатого колеса и пробег машины, для которых надо знать коэффициенты пробега и относительный пробег на передачах [13].

Однако при проведении пробеговых испытаний автомобиля с целью определения нагрузочного режима деталей главной передачи нет необходимости нахождения этих параметров по передачам, достаточно знать распределение крутящего момента на карданном валу или полуси в целом на испытательном маршруте без определения его распределения по передачам.

Ресурс, обеспечиваемый материалом зубчатых колес [2]

по контактной выносливости

$$R_{H\lim} = \Pi_{H\lim}^{mH} N_{H0}, \quad (4)$$

по изгибной выносливости

$$R_{F\lim} = \Pi_{F\lim}^{mF} N_{F0}, \quad (5)$$

где N_{H0} и N_{F0} — базовые числа циклов по контактной и изгибной выносливости соответственно.

Определяются требуемый ресурс, т. е. ресурс, который расходуется за 1 км пробега [2]:

по контактной усталости

$$R_{1H} = \Pi_H^{mH} a n_S i_{3K} K_{PHO}, \quad (6)$$

где a — число вхождений в зацепление одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса; для солнечной шестерни оно равно числу сателлитов $a = n_P = 5$; для сателлита $a = 1$;

$n_S = \frac{100}{2\pi r_K}$ — число оборотов ведущего колеса автомобиля на 1 км; i_{3K} — передаточное число от вала зубчатого колеса к ведущим колесам автомобиля; mH — показатель степени кривой усталости; K_{PHO} — коэффициент общего пробега, определяемый по всей совокупности нагрузок; $K_{PHO} = \sum_1^n \beta_i^{mH} \alpha_i$, где $\beta_i = \sigma_i / \sigma_n$, σ_n — напряжение на режиме расчетной тяговой силы; σ_i — напряжение i -го уровня; учитывая линейную зависимость изгибных напряжений и параметра контактных напряжений от нагрузки, можно записать в виде $\beta_i = T_i / T_{max}$; $\alpha_i = N_i / \Sigma N_i$; N_i — число циклов переменных напряжений на i -м интервале нагрузки.

Структура формулы ресурса по изгибной усталости идентична формуле (6)

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} a n_S i_{3K} K_{PF0}. \quad (7)$$

Окончательно определяют сроки службы зубчатых колес [2]

$$L_H = \frac{R_{H\lim}}{R_{1H}} \text{ и } L_F = \frac{R_{F\lim}}{R_{1F}}. \quad (8)$$

Рассмотрим расчет долговечности солнечной шестерни колесной передачи автомобиля МАЗ-544008. В качестве материала зубчатых колес рассмотрим стали 20ХНЗА и 55ПП, а также оценим влияние погрешности изготовления зубьев (а именно погрешность направления линии зуба) на их ресурс.

Результаты расчета исходного варианта приведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, на режиме № 1 движения, соответствующем первой категории условий эксплуатации, ресурс по контактным напряжениям является лимитирующим, однако в любом случае превышает 1 млн км.

Для оценки влияния погрешности изготовления зубьев (а именно погрешности направления линии зуба) на их ресурс создаются расчетные модели зубчатых колес с перекосом зубьев $F_\beta = 0, 7, 11, 25$ мкм и выполняются расчеты на основе МКЭ в пакете MSC/Nastran по методике [1].

Результаты расчетов для погрешности направления линии зуба $F_\beta = 0$ мкм приведены на рис. 2.

Таблица 1

Результаты расчета долговечности солнечной шестерни в различных режимах движения

Материал	Параметр	Расчетный режим движения		
		№ 1	№ 5	№ 8
55ПП	$K_{PHO} (mH = 3)$	0,001344	0,002537	0,010148
$R_{H\lim} = 41 \cdot 10^{10}$	R_{IH} $L_H, \text{ км}$ $K_{PFO} (mF = 7)$	$269 \cdot 10^3$ $1,52 \cdot 10^6$ 1.13E-05	$507 \cdot 10^3$ $809 \cdot 10^3$ 5,05E-05	$2,03 \cdot 10^6$ $202 \cdot 10^3$ 0,000437
$R_{F\lim} = 1,65 \cdot 10^{25}$	R_{IF} $L_F, \text{ км}$	$5,88 \cdot 10^{18}$ $2,81 \cdot 10^6$	$26,3 \cdot 10^{18}$ $627 \cdot 10^3$	$227 \cdot 10^{18}$ $72,7 \cdot 10^3$
20ХН3А	$K_{PHO} (mH = 3)$	0,001344	0,002537	0,010148
$R_{H\lim} = 82,3 \cdot 10^{10}$	R_{IH} $L_H, \text{ км}$ $K_{PFO} (mF = 9)$	$269 \cdot 10^3$ $3,06 \cdot 10^6$ 3,98E-06	$507 \cdot 10^3$ $1,62 \cdot 10^6$ 2,22E-05	$2,03 \cdot 10^6$ $405 \cdot 10^3$ 0,000146
$R_{F\lim} = 5,41 \cdot 10^{30}$	R_{IF} L_F	$1,09 \cdot 10^{24}$ $4,96 \cdot 10^6$	$6,10 \cdot 10^{24}$ $887 \cdot 10^3$	$40,1 \cdot 10^{24}$ $135 \cdot 10^3$

На нем же показано распределение напряжений в контакте зубьев.

Аналогичные картины распределения максимальных напряжений можно наблюдать и при значениях $F_\beta = 7,11$ и 25 мкм с пропорциональным перекосу смещением зоны максимальных напряжений ближе к кромке торца зуба. Значения напряжений в зоне контакта при разных погрешностях направления линии зуба приведены в табл. 2.

Таким образом, при погрешности $F_\beta = 25$ мкм сжимающие напряжения в 1,35 раза больше напряжений без погрешности.

Таблица 2

Зависимость напряжений от погрешности направления

Погрешность, мкм	0	7	11	25
Эквивалентные напряжения, МПа	715	864	922	980
		1,21	1,29	1,37
Отношение к погрешности 0, мкм	1002	1194	1257	1354
		1,19	1,25	1,35

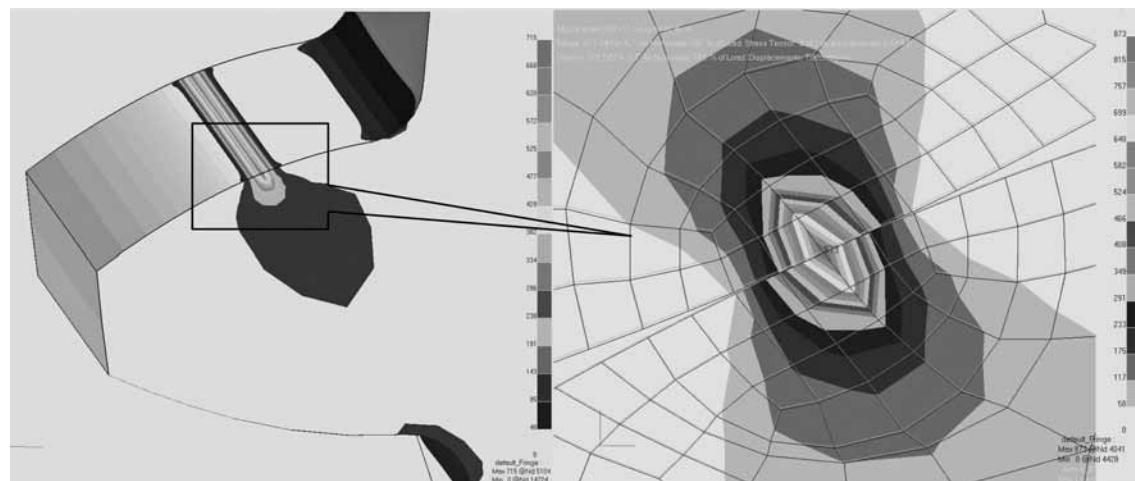


Рис. 2. Распределение напряжений в зоне контакта зубьев

конструкция

Учитывая, что расчетный параметр контактных напряжений пропорционален квадрату напряжений, получим следующие зависимости:

$$\sigma_{H7} = 1,19\sigma_H, \Pi_{H7} = 1,19^2 \cdot \Pi_H = 1,42\Pi_H \rightarrow \\ \rightarrow R_{1H7} = 1,42^3 R_{1H}; L_{H7} = 0,349L_H;$$

$$\sigma_{H11} = 1,25\sigma_H, \Pi_{H11} = 1,25^2 \cdot \Pi_H = 1,56 \cdot \Pi_H \rightarrow \\ \rightarrow R_{1H11} = 1,56^3 R_{1H}; L_{H11} = 0,263L_H;$$

$$\sigma_{H25} = 1,35\sigma_H, \Pi_{H25} = 1,35^2 \cdot \Pi_H = 1,82 \cdot \Pi_H \rightarrow \\ \rightarrow R_{1H25} = 1,82^3 R_{1H}; L_{H25} = 0,166L_H.$$

Результаты расчета долговечности приведены в табл. 3.

Как видно из табл. 3, приемлемой можно считать погрешность $F_\beta = 7$ мкм при применении материала 20ХН3А для изготовления зубчатых колес.

Для определения параметров материала и конструкции, обеспечивающих заданные свойства конструкции, можно предложить метод, суть которого заключается в создании поверхности, описываемой функцией $R(t, \sigma_{lim})$, где t — параметр изменения конструкции; σ_{lim} — предел выносливости материала.

Например, для рассматриваемой зубчатой передачи выберем в качестве варьируемого параметра погрешность направления линии зуба F_β от 0 до 25 мкм. Для разных значений погрешности рассчитывают ресурс для различных материалов изготовления. Для построения поверхности возьмем три материала — 55ПП (характеристика — параметр контактных напряжений $\Pi_{HP0} = 16$ МПа), 20ХН3А

Таблица 3
Долговечность солнечной шестерни при различных значениях погрешности изготовления

Мате-риал	Ресурс при соответствующей погрешности	Расчетный режим движения		
		№ 1	№ 5	№ 8
55ПП	L_{H7} , км	$530 \cdot 10^3$	$282 \cdot 10^3$	$70,5 \cdot 10^3$
	L_{H11} , км	$400 \cdot 10^3$	$213 \cdot 10^3$	$53,1 \cdot 10^3$
	L_{H25} , км	$252 \cdot 10^3$	$134 \cdot 10^3$	$33,5 \cdot 10^3$
20ХН3А	L_{H7} , км	$1,07 \cdot 10^6$	$565 \cdot 10^3$	$141 \cdot 10^3$
	L_{H11} , км	$805 \cdot 10^3$	$426 \cdot 10^3$	$107 \cdot 10^3$
	L_{H25} , км	$508 \cdot 10^3$	$269 \cdot 10^3$	$67,2 \cdot 10^3$

Таблица 4
Долговечность солнечной шестерни при различных значениях погрешности изготовления от 0 до 25 мкм

Мате-риал	Погрешность F_β , мкм			
	0	7	11	25
55ПП	$1,52 \cdot 10^6$	$530 \cdot 10^3$	$400 \cdot 10^3$	$252 \cdot 10^3$
20ХН3А	$3,06 \cdot 10^6$	$1,07 \cdot 10^6$	$805 \cdot 10^3$	$508 \cdot 10^3$
20Х2Н4А	$4,13 \cdot 10^6$	$1,441 \cdot 10^6$	$1,086 \cdot 10^6$	$686 \cdot 10^3$

($\Pi_{HP0} = 19$ МПа), 20Х2Н4А ($\Pi_{HP0} = 21$ МПа). Результаты расчета ресурса (в км) для режима № 1 приведены в табл. 4.

Поверхность описываем функцией

$$R(x, y) = (a + bx + cx^2)(a_y + b_yy + c_yy^2), \quad (9)$$

где параметры $x = F_\beta$ и $y = \Pi_{HP0}$.

Такой вид функции выбран для того, чтобы она соответствовала квадратной параболе, как при изменении материала, так и при изменении погрешности.

Коэффициенты, входящие в предложенную функцию, определяем по известным значениям ресурса в граничных точках. После решения системы уравнений находим $a = 1520 \cdot 10^3$; $b = -135 \cdot 10^3$; $c = 3,2 \cdot 10^3$; $a_y = -3,176$; $b_y = 0,197$; $c_y = 0,004$.

Изобразим полученную поверхность ресурса на рис. 3.

Из приведенного рис. 3 видно, что ресурс в 1 млн км в рассматриваемой зоне можно обеспе-

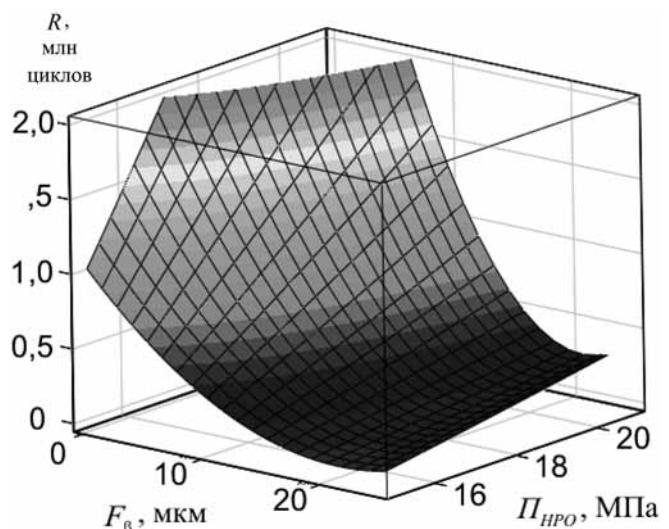


Рис. 3. Поверхность ресурса

чить изготовлением зубчатых колес с погрешностью $F_\beta = 7$ мкм (что соответствует 4-й степени точности) при применении материала 20ХН3А либо с погрешностью $F_\beta = 12$ мкм (что соответствует 6-й степени) при использовании материала с параметром контактной усталости $\Pi_{HPO} = 21$ МПа.

Вывод. Предлагаемый метод позволяет проводить оценку долговечности параметров зацепления в заданном режиме эксплуатации с относительно небольшими затратами и достаточно высокой точностью, что достигается следующими особенностями:

- Использование реального автомобиля при движении по реальному маршруту с достаточно простой регистрирующей аппаратурой и обработкой результатов — достаточно установки регистрирующей аппаратуры на карданном валу и обработки совокупности нагрузок по всему пробегу без выделения отдельных пробегов на различных передачах.

- Применение трехмерных моделей зубчатых колес при определении радиусов кривизны профилей зубьев.
- Использование конечноэлементной модели для расчета напряжений изгиба.
- Применение объемной конечноэлементной модели для расчета контактных напряжений при различных значениях производственной погрешности.
- Построение поверхности ресурса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Захарик, Ю. М. Прогнозирование долговечности зубчатых колес на основе метода конечных элементов [Текст] / Ю. М. Захарик, Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Д. В. Вихренко // Грузовик. — 2009. — № 3. — С. 30—34.
2. Цитович, И. С. Трансмиссии автомобилей [Текст] / И. С. Цитович, И. В. Каноник, В. А. Вавуло. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с.
3. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. — Минск: Высшая школа, 1985. — 240 с.

"КАМАТЕЙНЕР" — контейнер свежих решений

ОАО "КАМАЗ" запускает проект "КАМАТЕЙНЕР", который реализуется в рамках расширения продуктовой линейки автомобилей компании.

"КАМАТЕЙНЕР" — это концепция перевозки грузов методом эстафетной доставки с помощью универсального съемного кузова-контейнера (европейское название "Swap body"). Он фиксируется контейнерными фитингами и оснащен откидными, настраиваемыми по высоте, опорами для установки на землю без использования кранового оборудования. Преимущество контейнера — большая ширина (две европаллеты в ряд), длина и увеличенный объем в сравнении с контейнерами ISO, что позволяет конкурировать по вместимости с "еврофурками". Предполагается, что производителями съемных кузовов станут дочерние компании "КАМАЗа" — ОАО "НЕФАЗ" и ОАО "ТЗА". Модельный ряд "КАМАТЕЙНЕРа" будет создаваться на основе существующих автомобилей КАМАЗ.

Благодаря этому проекту станут возможны перевозки грузов на тяговых плечах 200—300 км. Это приведет к ускорению товародвижения втрое (комерческая скорость продвижения товаров пре-взойдет 1400 км в сутки) и к снижению транспортных издержек в экономике вдвое. Уменьшатся загруженность дорог, сократится количество вредных выбросов (следовательно, улучшится экология) и аварийность. Кроме того, устраниется риск сбоев, простоев автомобилей и грузов в пути следования. Контролировать грузопоток в сети доставок можно будет с помощью единых телематических и диспетчерских служб (GPS/ГЛОНАСС).

Сегодня поставщиком готовых решений для системы "КАМАТЕЙНЕР", включая пневмомеханизм подъема кузова, прицепы и различные типы кузовов, является один из заводов-изготовителей спецтехники — Приокский машиностроительный завод в Нижнем Новгороде: <http://kamaz.ru/ru/vehicle/kamateiner/>

Новое предложение от "КАМАЗа" заинтересует, вероятно, многие отрасли. В первую очередь — компании, в чьем парке несколько видов спецтехники, не использующейся одновременно — зима/лето, жидкость/сыпучие грузы, термос/промтовары... Также выигрывают компании, работающие с крупными терминалами, портами, таможней — местами, где приходится терять много времени на грузовые и оформительские операции.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

КОНСТРУКЦИЯ



Унификация модулей автомобилей — одно из возможных направлений инновационной деятельности в автомобиле- строении

Необходимо ставить и решать проблемы оптимизации системы автомобилизации. Предложены модуляризация и унификация в конструкциях автомобилей. Модули — это основные агрегаты автомобилей. Унификация предлагается для параметров узлов соединения и сопряжения этих модулей. Рассмотрены преимущества данного метода.

Ключевые слова: унификация, модуль, параметры, узлы.

Люди на Земле в процессе своей жизни широко производят и используют одинаковые изделия и продукты независимо от страны, в которой они проживают. Это естественно. Земля одна, люди одни и те же, природные ресурсы одни и те же, законы природы и научные открытия, используемые людьми, одни и те же. Лишь климатические условия могут накладывать на жизнь свои отпечатки.

Любое сделанное изделие или любой произведененный продукт могут быть охарактеризованы множеством параметров, которые учитываются и соблюдаются при их изготовлении или производстве. Очень часто для одинаковых изделий и продуктов некоторые множества их параметров равны. Примеры можно привести для огромного их количества.

Рассмотрим пример неравенства всего лишь для одного параметра, который серьезно повлиял на использование и развитие железнодорожного транспорта между Западной Европой и Россией вместе со всей Азией. Железные дороги начали строить в Западной Европе. Когда их ста-

ли строить в России, то взяли ширину колеи на 85 мм больше, чем в Западной Европе. В итоге нет прямых грузовых перевозок по железной дороге между странами Западной Европы и Россией, и всей Азией. Для пассажирских перевозок приходится менять колесные тележки на границе. Таким образом, несогласование между народами всего лишь одного параметра создает теперь дополнительные расходы и увеличивает время на поездки пассажиров и перевозку грузов.

Рассмотрим, что делается с точки зрения соотношения одноименных параметров при конструировании, производстве и эксплуатации автомобилей в мире, и как можно использовать согласование параметров автомобилей для разных автопроизводителей, и что это может изменить в процессе развития автомобилизации.

Автомобиль является наиболее массовым среди производимых изделий машиностроения. Общий объем производства автомобилей составляет свыше 66 млн в год, а в эксплуатации находится свыше 600 млн автомобилей.

Чтобы представить, насколько широко и объемно производство и эксплуатация автомобилей связаны с другими отраслями промышленности и видами деятельности людей, рассмотрим схему взаимосвязей, приведенную на рис. 1.

Анализ схемы показывает, насколько автомобилизация является затратной для общества. Поэтому естественно ставить проблемы, решать задачи, которые бы оптимизировали дальнейшее развитие автомобилизации.

В работе рассмотрены некоторые проблемы, связанные с конструированием и производством автомобилей, решение которых позволило бы более рационально осуществлять эти процессы, даются направления, с помощью которых можно было бы

решать данные проблемы, а также даются постановки задач, необходимые для их решений.

Автомобили по своей конструкции и назначению разделяются на типы и классы. На рис. 2 показано разбиение автомобилей на типы, а для легковых автомобилей, которых выпускается больше всего, показано также разбиение на классы, как это

сейчас делается. Несмотря на такое многообразие типов и классов, автомобили структурно можно разложить на платформу и кузов. Платформу можно разложить на функциональные модули (агрегаты), которые для автомобилей разных типов и классов являются одноименными: двигатель, трансмиссия, подвески, тормозная система, системы управления. Каждый из этих

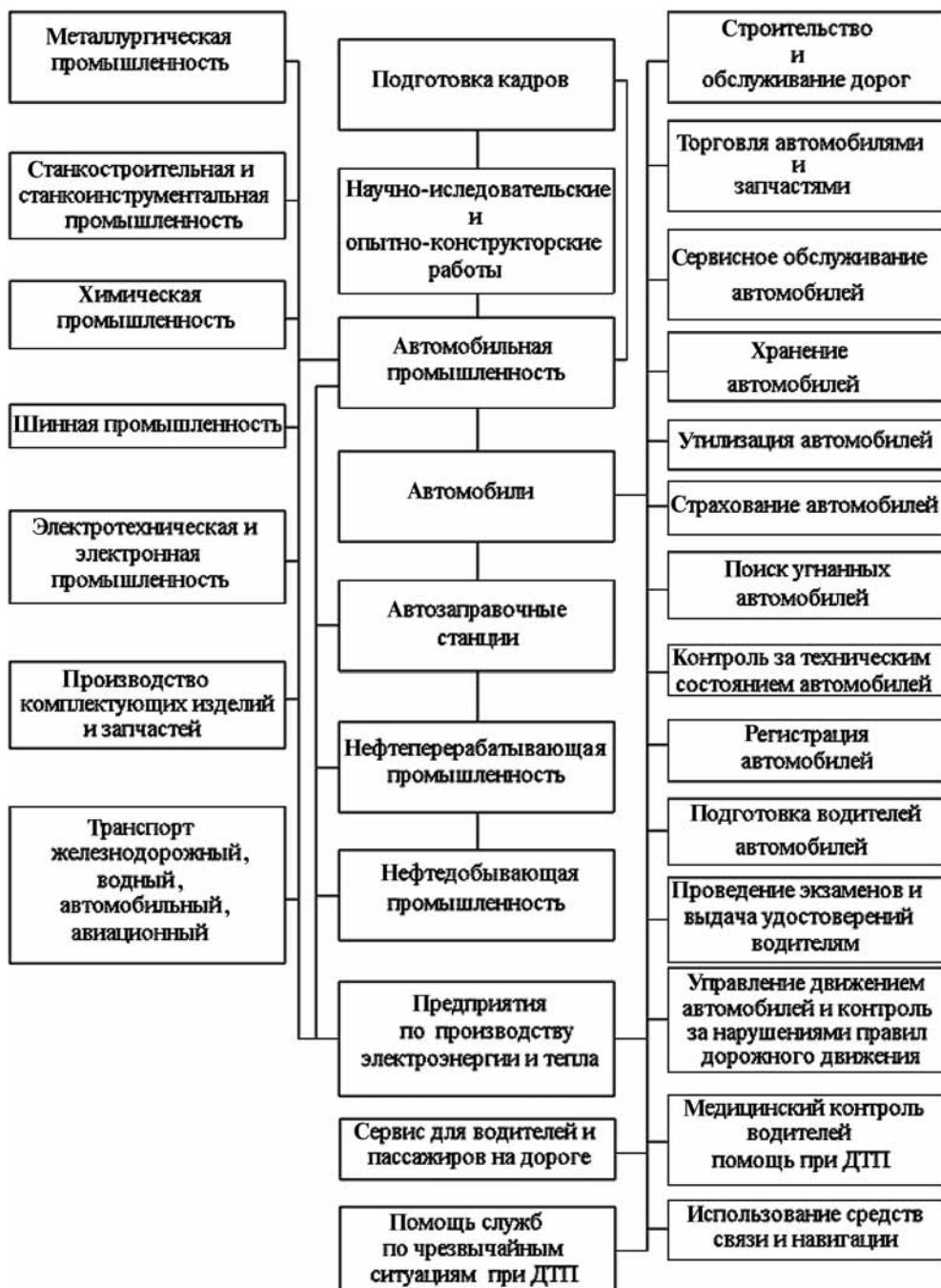


Рис. 1. Связь автомобилей с другими видами деятельности

конструкция

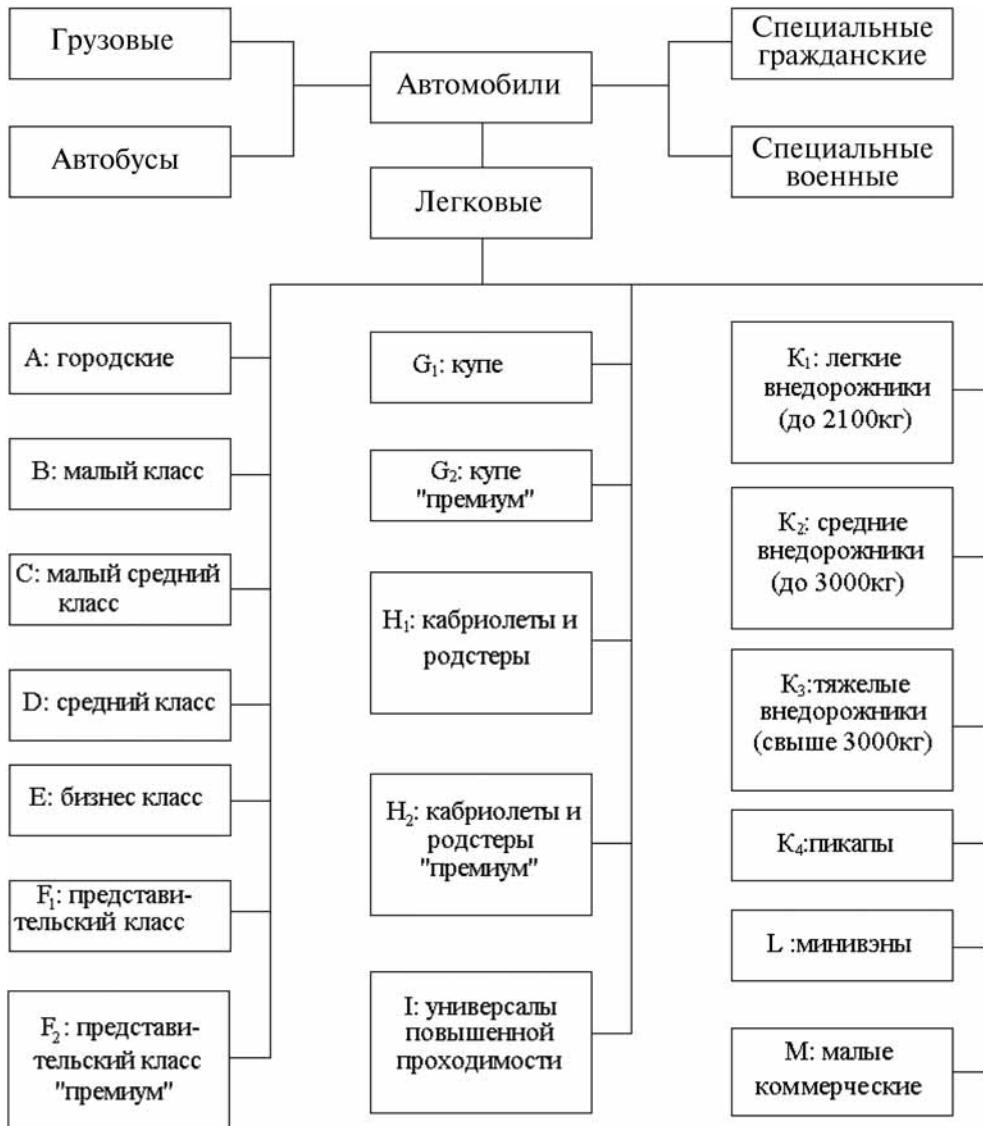


Рис. 2. Классификация автомобилей

модулей характеризуется множеством параметров, но прежде всего это параметры, которые определяют элементы, позволяющие собрать модули в платформу.

В настоящее время в автомобилестроении наметилась тенденция специализации предприятий на выпуск агрегатов (модулей). Элементы конструкции модулей, которые позволяют собрать их в платформу, можно определить, как узлы соединения или сопряжения. Таким образом, можно поставить задачу об унификации параметров этих узлов для определенного типа и класса автомобилей [3].

Эту процедуру можно назвать разложением автомобиля на функциональные модули с унификацией по частичному множеству параметров [4]. Множество параметров, которые определяют гео-

метрические и технологические характеристики узлов соединения модулей с платформой и модулями между собой. Данные параметры должны быть одинаковы для всех выпускаемых автопроизводителями платформ этого типа и класса автомобилей. Конструкции внутреннего содержимого этих модулей разных автопроизводителей могут отличаться. Такая частичная унификация должна дать возможность взаимозаменяемости одноименных модулей, произведенных разными производителями.

Для реализации этой концепции необходимо разработать и внедрить унифицированные узлы соединения модулей и учитывать при разработке, конструировании и производстве функциональных модулей платформы автомобиля. В настоящее время автопроизводители даже с достаточно

полным циклом производства тоже не обеспечивают себя всеми сборочными и комплектующими изделиями для производства. Например, не производят сами различные подшипники, элементы электроники. Для внедрения их в свои конструкции они учитывают их параметры при конструировании и производстве. Это уже унификация. Концепция унификации, которая предлагается выше, является более глубокой и широкой, но не столь обременительной, с точки зрения свободы выбора при конструировании и производстве.

Нельзя в современном мире развиваться и взаимодействовать между странами в производстве, торговле, культуре, оставаясь при этом в полной изоляции друг от друга. Для взаимодействия между странами встают все новые и новые проблемы, которые необходимо решать, добиваясь определенных согласий между государствами, а также между производителями различной продукции. Развитие автомобилизации привело к широкому сотрудничеству и взаимодействию между странами, автомобильными фирмами и концернами. При этом автопроизводители стремятся находить согласие между собой. Так, новая политика Евросоюза в области требований к автотранспортным средствам предлагает при разработке принципов технического регулирования выдерживать треугольник: "экономический эффект — социальная выгода — охрана окружающей среды". Важным элементом этой концепции является переход к глобальной стандартизации и тотальной гармонизации — автомобили во всех странах Евросоюза должны отвечать общим требованиям.

Рассмотрим некоторые преимущества, которые могли бы быть получены при переходе к унифицированным функциональным модулям.

При разнообразии в России предприятий разных автопроизводителей унификация автомобильных конструкций, о которой было сказано выше, может оказаться нужной и полезной. Автопроизводители из других стран могли бы организовать на своих заводах в России более полный цикл производства автомобилей и увеличить их модельный ряд за счет выпуска на одной и той

же платформе автомобилей с разными кузовами, собирая их в России. Отечественные автопроизводители могли бы использовать в автомобилях модули иностранных автопроизводителей, что повысило бы качество выпускаемых ими автомобилей.

Создание модулей с унифицированными узлами соединения и сопряжения может оказаться эффективным вместе со специализацией предприятий на производство тех или иных определенных модулей.

Появляются новые возможности в организации бизнеса с точки зрения оптимизации производства автомобилей, приблизив их производство к потребителям. Перевозка готовой продукции, такой как автомобили, на большие расстояния нерациональна. Сборочные их производства можно организовать вблизи их потребления из готовых функциональных модулей, как своих, так и других производителей, смотря, что будет дешевле и качественнее. Так, производство кузовов, наиболее объемной части автомобиля и неудобной с точки зрения транспортировки, стоит организовать в непосредственной близости от потребителей продукции.

Сборка автомобилей из функциональных модулей позволит широко проводить модернизацию автомобилей, заменяя в них функциональные модули на более совершенные. Это уменьшит затраты на эксплуатацию автомобильной техники, как для потребителей, так и с точки зрения использования автомобилей в обществе. Автомобили с унифицированными модулями могли бы качественно и с меньшими затратами проходить техническое обслуживание и ремонт. Применение функциональных модулей может оказаться одной из предпосылок для создания стандартов по обслуживанию и ремонту автомобильной техники, которые надо будет учитывать при конструировании и производстве. Основным критерием этих стандартов должно быть уменьшение трудоемкости при сервисном обслуживании.

Наиболее сложными могут оказаться правовые и организационные проблемы унификации автомобилей. Автомобильная промышленность привела во многом к расцвету экономики многих стран мира:

конструкция

США, Японии, Германии, Франции, Италии, Южной Кореи. Сейчас к этому стремится Китай со своими огромными человеческими ресурсами. Современное развитие автомобилизации в мире втягивает в эту деятельность все больше и больше людей, а это еще более нежелательно, ибо есть огромное число видов деятельности людей, необходимых для существования и развития человеческого общества на Земле. Людям и странам приходится договариваться между собой в различных областях жизни.

Если рассмотреть проблемы унификации при конструировании и производстве автомобилей, то здесь также необходимо разработать и внедрить соглашения о переходе к унификации и методах ее внедрения. Делать это в рамках одной страны, скажем только России, тоже возможно, но в целом не столь эффективно. В России уже нет автозаводов, которые выпускали бы автомобили одного типа и одного класса. Среди же автопроизводителей, чьи сборочные производства развернуты на территории России, такие уже есть и между ними для внедрения унификации можно вести переговоры для возможности ее осуществления. Таким образом, получается, что эти проблемы надо решать уже на уровне сообщества автопроизводителей из разных стран.

Для унификации автомобильных конструкций нужно решение следующих проблем:

1. Согласовать и утвердить выбор типов и классов автомобилей, определить для каждого из них параметры и утвердить стандарты.

2. Разработать и согласовать способы, схемы разбиения автомобиля на функциональные модули, утвердить стандарты на эту процедуру.

3. Выбрать, согласовать параметры унификации по каждому модулю, утвердить стандарты по этим параметрам.

4. Разработать и согласовать конструкции узлов соединения модулей, а также узлов их сопряжения, утвердить эти конструкции на уровне их стандартизации.

5. Разработать и согласовать процедуры конструирования и производства автомобилей из унифицированных функциональных модулей. Утвердить для этого необходимые стандарты.

6. Осуществлять контроль за выполнением стандартов, которые нужно соблюдать для внедрения унифицированных модулей.

Пути, с помощью которых могут быть решены эти проблемы.

1. Прежде всего необходимо ознакомить сообщество автопроизводителей с проблемами уни-

фикации автомобильных конструкций и производства автомобилей с помощью унифицированных функциональных модулей.

2. Провести исследовательскую работу для решения этих проблем и возможность перехода к унифицированным функциональным модулям.

3. Создать рабочие группы из числа автопроизводителей для решения этих проблем.

4. Решить указанные выше проблемы с помощью этих групп.

5. Внедрить полученные решения в конструкции автомобилей и в производство.

Выводы. Все эти задачи решаемые, хотя и не так просто, но рано или поздно автопроизводители к ним придут, и чем раньше, тем лучше. Рассмотренные в работе проблемы и способы их решения могут внести определенные изменения в процесс конструирования и производства автомобилей с точки зрения его оптимизации. Показан один из возможных путей реализации концепции создания унифицированных функциональных модулей платформы, автомобилей. Скорее всего — это наиболее простой и быстрее всего реализуемый на практике путь. В качестве основы могут быть взяты существующие конструкции, либо без изменений, либо с незначительными изменениями корпусов модулей и имеющихся уже узлов соединения и сопряжения. Реализация процесса унификации автомобилей должна касаться всего сообщества автопроизводителей. С этой точки зрения этот путь может оказаться непростым, но разумным. Решение рассмотренных здесь проблем может привести к постановке новых и потребовать вовлечения в их решение большого числа специалистов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мировая автомобильная промышленность [Текст] / Журнал Автомобильных Инженеров, 2007. — № 2 (43). — С. 7—12.
2. Гадельшин, Т. К., Гадельшин Д. Т. О проблеме унификации модулей автомобильных конструкций [Текст]: Материалы 49-й международной научно-технической конференции ААИ "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров", секция 1 "Конструкция автомобилей, тракторов и их агрегатов и систем", подсекция "Автомобили", часть 1. 23—24 марта 2005 г. — М.: МГТУ "МАМИ", 2005. — С. 58—59.
3. Гадельшин, Т. К., Гадельшин Д. Т. Параметрическая унификация конструктивных параметров автомобиля при его конструировании и производстве [Текст] / Т. К. Гадельшин, Д. Т. Гадельшин // Известия МГТУ "МАМИ", 2008. № 1 (5). — С. 12—20.
4. Gadelshin T., Petrov V., Gadelshin D. Method of Unification of the Commercial Vehicles Book of Papers International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport, 6—9 October 2010. Minsk: BNTU. P. 140—143.

Троллейбусы занимают важное место в транспортной структуре Российской Федерации, на их долю приходится значительная часть городских пассажирских перевозок. Троллейбусный парк России включает около 13,5 тыс. машин, что составляет около 0,5 % всего автомобильного парка страны и, несмотря на это, доля троллейбусов в общем числе автотранспортных средств (АТС) в России по сравнению с такими странами, как Франция, Германия, США, значительно выше.

За последнее время, несмотря на тенденцию старения транспортного парка в нашей стране, общее число троллейбусов практически не изменилось. Это связано с тем, что был наложен выпуск троллейбусов региональными производителями. Кроме того, появились региональные производства и развитие троллейбусоремонтных предприятий в троллейбусные заводы.

И если раньше их выпускало однажды предприятие — Завод имени Урицкого (Энгельс), то в настоящее время изготавливают семь заводов — Волгоградский завод транспортного машиностроения, ГУП "Мосгортранс" и ОАО "Тушино-Авто" (Москва), ОАО "ПТМЗ" (Санкт-Петербург), ООО "Ликинский автобусный завод" (Московская область), ОАО "Транс-Альфа Электро" (Вологда), ОАО "Башкирский троллейбусный завод" (Уфа). Кроме того, поставляют троллейбусы в Россию предприятия других стран — УП "Белкоммунмаш" (Белоруссия), ПО "ЮМЗ" и ОАО "ЛАЗ" (Украина).

Рост предложений рождает возможность выбора. Но не всегда. Дело в том, что некоторые производители троллейбусов созданы на базе ремонтных заводов и выпускают их малыми партиями, поэтому менее подготовлены для проведения сертификационных испытаний их продукции по полному перечню требований. Троллейбусный транспорт сертифицируют на соответствие перечню требований безопасности для транспортных средств категории М3, что соответствует международ-

Проблемы обеспечения сертификационных испытаний троллейбусов

Число производителей троллейбусов увеличилось, ужесточаются и требования нормативных документов по сертификационным испытаниям троллейбусов. Отсутствие специальной испытательной базы этих транспортных средств порождает новые проблемы. Поэтому назрела необходимость разработки нормативной документации. Предложены актуальные направления совершенствования системы сертификации троллейбусов.

Ключевые слова: троллейбус, испытания, сертификация, требования, полигон, безопасность.

ной классификации транспортных средств КВТ ЕЭК ООН.

Категория М3 — транспортные средства, предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие, кроме места водителя, более восьми мест для сидения и максимальную массу более 5 т.

Транспортные средства категории М3 могут относиться к одному или более из трех классов:

класс I — транспортные средства, в конструкции которых предусмотрены места для перевозки стоящих пассажиров так, чтобы пассажиры могли постоянно передвигаться по салону;

класс II — транспортные средства, которые сконструированы в основном для перевозки сидящих пассажиров и в которых может быть предусмотрена перевозка стоящих пассажиров, находящихся в проходах и/или местах, не выходящих за пределы пространства, отведенного для двух сдвоенных сидений;

класс III — транспортные средства, сконструированные исключительно для перевозки сидящих пассажиров.

Кроме того, по типу конструкции различаются троллейбусы с жесткой базой и сочлененные (состоящие из двух или более жестких секций); одноэтажные и двухэтажные.

УДК 629.113.62

К. Н. Карманов,
инж., Оренбургский гос.
ун-т
Тел.: (3532)
339876

ИСПЫТАНИЯ

17

Таблица 1

Перечень элементарных средств по обеспечению пассивной и активной безопасности троллейбусов

№ по пор. регистрации	Элементы безопасности конс- трукций троллейбу- сов	Марка и модель троллейбуса												Россия	
		Бельгия			Белоруссия			Бразилия			Венгрия			Германия	
		A300T	МАЗ- 103Т	"ГАНЦ- МАЗ- 103Т"	"АКСМ- 321"	TTR-2	TTR-3	"Икарус- 80Е"	OE/54A	GE/54A	"Неоплан N612DE" (дубус)	"Неоплан N612DE" (дубус)	"Мерседес Бенц C405GND" (дубус)	"РОСС АХН10- 11.1ВТ"	ЗИУ- 682
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1	Панорамные передние стекла	+	+	+	+	-	-	-	+	-	+	+	+	+	+
2	Двухстворчатые двери	+	+	+	+	-	-	+	+	+	-	-	+	+	+
3	Гидроусилитель руля	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-
4	Пневматическая подвеска	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	+	+	+	+
5	Накопительные площадки	+	+	+	+	-	-	-	-	+	-	-	+	+	+
6	Плавность хода	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-
7	Система вентиляции	+	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-
8	Система отопления	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	Снижение уровня шума и вибраций	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	Статический преоб- разователь	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11	Двуконтурная тор- мозная система	+	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	Контроль токов утечки	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-
13	Изоляция кабелей	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	Наружные кнопки открывания дверей	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-
15	Аварийные локи	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16	Увеличено усилие токосъемных штанг	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-
17	Пассажировместитель мосты	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
18	Привод стеклоочистителей	+	-	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
19	Степлопластиковые уголки	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-
20	Полиамидные болты	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21	Диэлектрическая резина	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
22	Современный дизайн рабочего места	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	-
23	Повышение электробезопасности	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
24	Высоковольтное оборудование на крыше	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	В салоне раздельные энергетичные сиденья	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
26	Наружные панели из стеклопластика	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	Сиденье водителя на пневмоподвеске	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	Регулировка положения сиденья водителя	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
29	Низкое положение кузова	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	Встроенная система диагностики	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
31	Габаритные размеры	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
32	Удвоенные климатические условия	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2

Перечень элементарных средств по обеспечению пассивной и активной безопасности троллейбусов

№ по пор.	Элементы безопасности конс- трукций троллейбу- сов	Марка и модель троллейбуса												
		Украина			Италия			Россия						
ЮМЗ-Т1	"Моно- кар F201/2 LU"	"Моно- кар F201/2 NU"	"Брил' (штобус)	БТЗ- 5276	БТЗ- 2761	ВМЗ-170	ВМЗ-263	ВМЗ-463 (5298-01)	ВМЗ-375 (5298-01)	ВЗТМ- 5284	ПТ-5283	ЗИУ- 10М		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Панорамные передние стекла	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
2	Двухстворчатые двери	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-
3	Гидроусилитель руля	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	Пневматическая подвеска	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	Накопительные площадки	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
6	Плавность хода	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	Система вентиляции	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	Система отопления	-	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	Снижение уровня шума и вибраций	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	Статический преоб- разователь	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-
11	Двуконтурная тор- мозная система	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
12	Контроль токов утечки	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	Изоляция кабелей	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	Наружные кнопки открывания дверей	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15	Аварийные локи	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16 Увеличено усилие токосъемных штанг	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17 Пассажировместимость моста	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
18 Привод стеклоочистителей	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19 Степлопластиковые уголки	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20 Полиамидные болты	—	—	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
21 Диэлектрическая резина	—	—	—	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
22 Современный дизайн рабочего места	—	—	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
23 Повышение электробезопасности	—	+	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24 Высоковольтное оборудование на крыше	+	—	—	—	—	+	+	+	+	+	—	—	—	—
25 В салоне раздельные энергетичные сиденья	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	—
26 Наружные панели из стеклопластика	—	—	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
27 Сиденье водителя на пневмоподвеске	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
28 Регулировка положения сиденья водителя	—	—	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29 Низкое положение кузова	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30 Встроенная система диагностики	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
31 Габаритные размеры	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
32 Удвоенные климатические условия	—	—	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Таблица 3

Перечень элементарных средств по обеспечению пассивной и активной безопасности троллейбусов

№ по пор. посл.	Элементы безопасности конс- трукций троллейбу- сов	Марка и модель троллейбуса													
		Белоруссия							Россия						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	ЛИАЗ 52803
1	Панорамные передние стекла	—	—	+	+	+	—	—	+	—	+	+	+	+	ЛИАЗ 52802
2	Двухстворчатые двери	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	ЛИАЗ 5280
3	Гидроусилитель руля	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ЗИУ- 683Б
4	Пневматическая подвеска	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ЗИУ- 52642
5	Накопительные площадки	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	"Тролза- 5275"
6	Плавность хода	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	Система вентиляции	—	—	+	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	—
8	Система отопления	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	Снижение уровня шума и вибраций	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	Статический преоб- разователь	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	Двухконтурная тор- мозная система	—	—	—	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	—
12	Контроль токов течек	—	—	—	—	+	—	—	—	+	—	—	—	—	—
13	Изоляция кабелей	—	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	Наружные кнопки открывания дверей	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	Аварийные люки	—	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
16	Увеличено усилие токосъемных штанг	—	—	—	—	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
17	Пассажироместность	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
18	Привод стеклоочистителей	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	Стеклопластиковые уголки	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	Полиамидные болты	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21	Диэлектрическая резина	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
22	Современный дизайн рабочего места	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	Повышение электробезопасности	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
24	Высоковольтное обрудование на крыше	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	В салоне раздельные энергетичные сиденья	+	-	+	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+
26	Наружные панели из стеклопластика	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	Сиденье водителя на пневмоподвеске	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	Регулировка положения сиденья водителя	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
29	Низкое положение кузова	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	Встроенная система диагностики	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
31	Габаритные размеры	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	Удовлетворительные климатические условия	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
33	Плавное ускорение	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Причесание. + — наличие того или иного элемента безопасности троллейбуса.

В 90-х гг. катастрофически стало не хватать пассажирского транспорта на регулярных маршрутных перевозках.

Необходимость использования троллейбусов большого класса возникла давно. Еще двадцать лет назад были организованы регулярные маршруты с использованием троллейбусов большой вместимости марки "ЗИУ". Преимущество данного вида транспорта очевидно. Однако дальнейшего развития этот транспорт не получил из-за недостаточной проработанности данного вопроса.

Когда же в 90-х годах был наложен выпуск достаточно современных троллейбусов большой вместимости их начали использовать на городских маршрутах крупных городов страны. Одна из модификаций — троллейбус ЗИУ-683А (ЗИУ-10М) — специально разрабатывалась для дальних перевозок. Для этого сделали перепланировку салона, расширили проход, обеспечили доступ к передней запасной двери, которая при необходимости может быть использована в качестве аварийного выхода, оснастили дополнительными пограничными салоном. Однако, как и во всех предыдущих моделях, не было предусмотрено элементарных средств обеспечения пассивной безопасности. В результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с участием троллейбусов особо большой вместимости имеются тяжелые последствия, и потенциальная опасность при эксплуатации данного транспорта оказалась значительной. ДТП с участием троллейбусов вообще имеют, как правило, тяжелые последствия, прежде всего из-за большой массы самого троллейбуса и участия в нем пассажиров. Анализ ДТП с участием троллейбусов показывает, что основными травмоопасными видами ДТП являются фронтальные столкновения.

Уровень безопасности конструкции троллейбусов в целом, а также отдельных элементов конструкции (наличие двухступенчатой изоляции от "корпуса" троллейбуса высоковольтного электрооборудования; прибора контроля тока утечки, способного обесточить высоковольтные цепи от контактной сети, если ток утечки превышает 3 мА; кроме того, стойки в дверных проемах, первые ступеньки в дверях, панели дверей, боковые панели, прилагаемые к дверным проемам, штанги должны быть изготовлены из изоляционного материала или покрыты надежной изоляцией; в кабине не должно быть высоковольтного оборудования, доступного для водителя и т. д.) постоянно повышается. Перечень элементарных средств по обеспечению пассивной и активной безопасности троллейбусов приведен в табл. 1, 2, 3. Это отражается в нормативных документах, которые применяются в международной и национальных системах сертификации.

Сравнение показателей аварийности при ДТП с участием троллейбусов в разных странах указывает на явное неблагополучное положение с безопасностью троллейбусов в России.

Одним из методов повышения безопасности АТС является их сертификация [1]. Остановимся на причинах, по которым принятая в России система сертификации АТС оказалась неэффективной для обеспечения необходимого уровня безопасности троллейбусов [2].

Сертификация троллейбусов, как и других транспортных средств в России, основывается на международных нормативных документах, т. е. Правила ЕЭК ООН.

Сейчас же сертификационные испытания троллейбусов проводятся по 10 Правилам ЕЭК ООН, (№ 13-10, 18-03, 28-00, 36-03, 39-00, 43-00, 46-02, 48-03, 51-02, 107-01), шести ГОСТам (Р 51616, Р 50993, Р 51266, Р 52302, Р 51980, 29205) и одному ОСТу (37.001.269). Число нормативных документов возросло в 1,5 раза (по сравнению с девяностыми годами XX столетия). Почти ко всем из них присоединилась Россия.

В перечень обязательных документов вошло много новых, например, сертификаты на зеркала, ветровые и боковые стекла, шины, световые и светосигнальные приборы, звуковые сигналы, используемые на данном типе троллейбуса.

В России при обязательной сертификации на три года к троллейбусам применяются свыше 10 Правил ЕЭК ООН. При сертификации до одного года общее число применяемых Правил ЕЭК ООН меньше. Изготовители троллейбусов в силу ряда причин стараются обеспечить сертификацию своей продукции по минимальному перечню требований безопасности. Все это негативно влияет на безопасность троллейбусов, выпускаемых в России.

Итак, число требований увеличивается. Что, естественно, порождает и новые проблемы. Первая — главная, отсутствие специальной испытательной базы для троллейбусов.

Вторым актуальным направлением совершенствования системы сертификации троллейбусов остается оценка сертифицируемых показателей в эксплуатации. Такая оценка предусмотрена, но ориентирована она преимущественно на транспортные средства, имеющие трехгодичное одобрение типа. Поэтому необходимо разработать нормативный документ, предусматривающий механизм проверки и подтверждения сохраняемости сертифицируемых свойств безопасности, экологии, электробезопасности троллейбусов в эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мищенков, В. А. Троллейбусы: особенности российской системы испытаний и сертификации [Текст] / В. А. Мищенков и др. // Автомобильная промышленность, 2009. — № 7. — С. 12—13.
2. Рябинский, А. И. Автобусный парк России и проблемы обеспечения безопасности автобусов [Текст] / А. И. Рябчинский и др. // Грузовик &, 2001. — № 10. — С. 29—30.

Состояние и регулировка подшипников колес автомобиля оказывают существенное влияние на срок службы шин, топливную экономичность, динамичность и управляемость машины.

Согласно известным и распространенным способам затяжка подшипников ступиц колес проводится:

первый способ — до тугого вращения колеса и ослаблением затем регулировочной гайкой на одну восьмую — одну четвертую часть оборота (см. Инструкции по эксплуатации или техническому обслуживанию автомобилей ГАЗ, ЗИЛ);

второй способ — по моменту затяжки подшипников (см. Инструкции по эксплуатации автомобилей МАЗ-500 или КрАЗ-255Б).

Указанные способы контроля затяжки подшипников ступиц колес не дают объективной оценки степени затяжки подшипников и не позволяют получить равенства угловых скоростей всех колес данного транспортного средства.

Недостатком первого способа является то, что затяжку рекомендуется проводить до получения "тугого вращения" как передних (ведомых с одной ошиновкой), так и задних (сдвоенных) колес без указания степени (конкретных значений) такой затяжки. Во-вторых, такой способ не учитывает действующих на колеса (подшипники) нагрузок и моментов инерции колес, которые в зависимости от мест их установки (передние или задние колеса) и их масс, имеют разные числовые значения. Так, сдвоенные задние (ведущие) колеса автомобиля ЗИЛ-130 воспринимают значительно большие нормальные и продольные реакции опорной поверхности, чем передние (ведомые) колеса; имеют большую массу и моменты инерции. Однако степень затяжки подшипников ступиц как передних, так и задних колес до настоящего времени остается пока что одинаковой.

К вопросу регулировки подшипников ступиц колес автомобилей

Проанализированы способы регулировки подшипников ступиц колес автомобилей и на его основе предложен новый способ, исключающий недостатки существующих и обеспечивающий равенство угловых скоростей всех колес транспортного средства.

Ключевые слова: ступица колеса, степень затяжки подшипников, время затухающего свободного вращения колеса, момент трения подшипников колеса.

В-третьих, такой способ содержит субъективность в оценке степени затяжки, "до получения тугого вращения колеса", зачастую выполняется различными в физическом отношении лицами и, как правило, не одновременно на всех колесах данного колесного транспортного средства.

Основным недостатком второго способа является то, что в случае изготовления посадочных мест на цапфах колес и на внутренних обоях подшипников с разными допусками даже равенство моментов затяжки подшипников одинаковых колес (например, передних) не может обеспечить равенства моментов трения подшипников этих колес, а следовательно, не обеспечивает равенства их угловых скоростей. Кроме того, в инструкциях по эксплуатации некоторых автомобилей, например МАЗ-500, КрАЗ-255, указывается длина рычага и необходимое усилие для затяжки подшипников, т. е. необходимый момент затяжки. Однако все это невыполнимо. Так, в инструкции по автомобилю МАЗ-500 длина воротка под ключ для затяжки подшипников равна 0,5 м, а прикладываемое усилие должно быть 4900 Н. Естественно, одному человеку не приложить такого усилия.

Следовательно, существующие подходы к затяжке подшипников колес приводят к качению колес с неравными угловыми скоростями: одни катятся в тормозном режиме, другие имеют свободное качение.

При чрезмерно затянутых подшипниках ступицы колеса катится в тормозном режиме. При

УДК
629.113.004.5
С. Н. Климов,
инж.,
Автотранс-
портное управ-
ление
Министерства
обороны РФ
E-mail:
sergeiklimov@
list.ru

25 ЭКСПЛУАТАЦИЯ.

этом, действие толкающей силы со стороны оси ведомого колеса и взаимодействие его с дорогой вызывает проскальзывание элементов протектора в контакте, а значит, и повышенный его износ. Подведенный крутящий момент к ведущему колесу с увеличенной затяжкой подшипников частично затрачивается на преодоление дополнительных сил трения в подшипниках. В результате этого сокращается их срок службы, ухудшается динамичность и топливная экономичность машины.

При ослабленной затяжке подшипников увеличиваются динамические нагрузки на подшипники, что в итоге приводит к сокращению сроков их службы.

Целью настоящей работы является описание такого способа, который исключал бы недостатки существующих и обеспечивал бы равенство угловых скоростей всех колес транспортного средства.

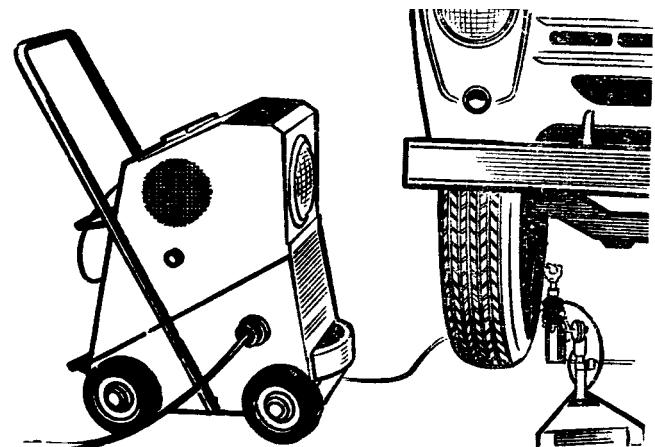
Указанная цель достигается подбором необходимого момента трения подшипников ступиц колес путем увеличения или ослабления степени их затяжки до получения определенного и равного для всех колес машины значения времени затухающего свободного вращения с момента достижения ими определенной частоты вращения после раскрутки разгонным двигателем до полной их остановки.

Сущность контроля величины момента трения подшипников ступиц колес по получению равенства времени затухающего свободного вращения колес состоит в том, что выведенное, отбалансированное и отсоединенное от трансмиссии машины колесо раскручивают шкивом электродвигателя (рисунок) до определенной частоты вращения, после чего шкив выводят из контакта с колесом. В течение некоторого времени колесо будет совершать затухающее свободное вращение и под действием момента трения через некоторое время остановится. Увеличивая или ослабляя затяжку подшипников, добиваются определенного и равного для всех колес машины значения времени затухающего свободного их вращения.

Известно, что зависимость между силами, вызывающими вращение, и силами сопротивления вращательному движению имеет вид

$$M_{kp} - M_{tp} = M_d, \quad (1)$$

где M_{kp} — подведенный крутящий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_{tp} — момент трения (сопротивления вращения) в подшипниках в реальных условиях качения колеса (определяется расчетным путем), $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_d — динамический момент колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$.



Устройство для раскручивания выведенных и отсоединенных от трансмиссии (свободных) колес автомобиля

После раскрутки колеса электродвигателем до определенной частоты вращения и выведения его шкива из контакта ($M_{kp} = 0$) колесо будет совершать затухающее свободное вращение:

$$-M_{tp} = M_d. \quad (2)$$

Из основного уравнения динамики вращательного движения колеса вокруг неподвижной оси

$$M_d = 9,8J_k \frac{\omega_k}{t}, \quad (3)$$

где J_k — момент инерции колеса относительно оси вращения, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; ω_k — угловая скорость вращающегося колеса, $\text{рад}/\text{с}$; t — время вращения колеса, с .

Заменив в выражении (3) угловую скорость колеса ω_k на $\frac{\pi n_k}{30t}$, получим

$$M_d = 9,8J_k \frac{\pi n_k}{30t}. \quad (4)$$

Тогда уравнение (2) будет иметь вид

$$M_{tp} = 9,8J_k \frac{\pi n_k}{30t}. \quad (5)$$

Вместе с тем, при свободном затухающем вращении колеса оптимальный момент трения в подшипниках составляет 15–20 % от момента трения в реальных условиях качения колеса, т. е.

$$M'_{tp} = (0,15—0,20)M_{tp}.$$

Для последующих обоснований принимаем

$$M'_{tp} = 0,20M_{tp}. \quad (6)$$

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

Тогда формула (5) будет иметь вид:

$$0,20M_{\text{тр}} = -9,8J_{\text{k}} \frac{\pi n_{\text{k}}}{30t}. \quad (7)$$

Откуда время (с) затухающего свободного вращения колеса составит

$$-t = 9,8 \frac{\pi n_{\text{k}}}{30t} \frac{J_{\text{k}}}{0,2M_{\text{тр}}}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) видно, что время затухающего свободного вращения колеса будет иметь тем большие значения, чем больше его момент инерции J_{k} , частота вращения раскрутки n_{k} и меньший момент трения $M_{\text{тр}}$. Поэтому для обеспечения равенства угловых скоростей задние сдвоенные колеса, например, автомобиля ЗИЛ-130, имея большие нормальные и продольные реакции опорной поверхности, большую массу и момент инерции, должны иметь и больший момент трения по сравнению с передними.

Предположим степень затяжки (момент трения) подшипников передних и задних колес одинакова, как это предусмотрено заводской инструкцией по эксплуатации, и составляет, например $M_{\text{тр}} = 53,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$, тогда момент трения в подшипниках при свободном затухающем вращении колеса $M'_{\text{тр}} = 0,2M_{\text{тр}} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; действительные моменты инерции J_{k} переднего и заднего колес в сборе с шиной [3, табл. 2, с. 52] равны соответственно 12,6 и 25,3 $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$. После подстановки значений параметров в уравнение (8), например, при начальных оборотах колеса $n_{\text{k}} = 240 \text{ мин}^{-1}$ получим величину времени затухающего свободного вращения переднего колеса равной 29,3 с, а заднего — 58,8 с. Следовательно, существующий метод затяжки подшипников ступиц колес не обеспечивает равенства угловых скоростей всех колес автомобиля.

Вместе с тем, момент трения $M_{\text{тр}}$ колеса зависит от многих факторов (массы колеса, осевого и радиального нагружения подшипников, частоты вращения и т. п.) и не является равным, например, для передних и задних колес автомобиля ЗИЛ-130. На основе расчетов по методике [4] мо-

мент трения $M'_{\text{тр}}$ подшипников ступиц колес автомобиля ЗИЛ-130 для переднего и заднего колес при их нормальных нагрузках 12 867 и 38 906 Н и свободном затухающем вращении составляет передних 10,8 $\text{Н} \cdot \text{м}$, задних — 21,6 $\text{Н} \cdot \text{м}$. Задавшись начальными оборотами раскрутки колеса $n_{\text{k}} = 240^{-1}$ мин, подставив в выражение (8) значения: моментов инерции J_{k} переднего в сборе с шиной, равным 12,6 $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, заднего — 25,3 $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ и моментов трения подшипников при свободном затухающем вращении переднего колеса $M'_{\text{тр}}$, равном 10,8 $\text{Н} \cdot \text{м}$, заднего — 21,6 $\text{Н} \cdot \text{м}$, получим время свободного затухающего вращения обоих колес, равное 29,3 с. При равном времени свободного затухающего вращения переднего и заднего колес их угловые скорости тоже будут равны.

Следовательно, для получения равенства угловых скоростей на всех колесах автомобиля контроль степени затяжки подшипников должен проводится подбором необходимого момента трения подшипников ступицы путем увеличения или ослабления степени их затяжки до получения равного и определенного значения времени затухающего свободного вращения отбалансированных, вывешенных и отсоединенных от трансмиссии колес машины с момента достижения ими определенной частоты вращения после раскрутки разгонным двигателем до полной их остановки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лурье, М. И. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля [Текст] / М. И. Лурье, А. А. Токарев. — М.: Машиностроение, 1967. — 161 с.
2. Работа автомобильной шины [Текст] / Под ред. В. И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
3. Кнороз, В. И. Моменты инерции автомобильных колес [Текст] / В. И. Кнороз, А. С. Шелухин // Автомобильная промышленность. — 1960. — № 9.
4. Расчет и выбор подшипников качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1974. — 56 с.
5. Яценко, Н. Н. Экспериментальное определение моментов инерции мостов и колес полноприводных автомобилей [Текст] / Н. Н. Яценко, М. П. Чистов. Реф. сб. "Автомобилестроение". М.: Машиностроение, 1968. — № 4.

Качество и надежность систем электроснабжения автономных объектов

Рассмотрены качество и надежность систем электроснабжения автономных объектов, на которые влияют различные нарушения и искажения формы питающего напряжения. Отметим, что электроснабжение зависит от качества электроэнергии и надежности электроснабжения, согласно сложившейся технической практике, основным средством обеспечения надежности и качества электроснабжения являются источники бесперебойного питания, и наилучшие показатели надежности электроснабжения можно получить, используя резервируемые системы с архитектурой "энергетический массив".

Ключевые слова: система электроснабжения, потребители, качество электроэнергии, надежность системы, источник бесперебойного питания, электромагнитная совместимость, провал напряжения, колебания напряжения, коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения, коэффициент n -й гармонической составляющей напряжения, импульс напряжения, дисковый массив хранения данных.

К понятию качества в первую очередь относится качество электроэнергии, на которое влияют различные нарушения и искажения формы питающего напряжения. Эти нарушения могут поступать из энергосистемы: например, коммутационные перенапряжения в результате коммутации участков электрической сети, провалы и отклонения напря-

жения во время автоматического включения резерва (АВР) и переключения потребителей на другие источники питания.

Искажения в электрическую систему нередко вносят и сами электроприемники с резкопеременным и нелинейным характером нагрузки: всевозможные преобразователи, промышленные потребители, электрический транспорт и т. д. Подобные свойства электроприемников относятся к электромагнитной совместимости — способности технических средств функционировать с требуемым качеством в заданной электромагнитной обстановке, не создавая недопустимых электромагнитных помех другим техническим средствам.

Требования по надежности электроснабжения потребителей изложены в нормативном документе "Правила устройства электроустановок" (ПУЭ). В качестве главного показателя надежности электроснабжения вводится категория надежности. В правилах различают три категории в зависимости от требований к надежности и времени устранения неисправностей, при этом в первой категории выделяют особую группу. В таблице приведены сведения о числе независимых, взаиморезервирующих источников электроснабжения и соответствующих категориях надежности. Следует иметь в виду, что энергосистема предоставляет потребителю не более двух источников электроснабжения, т. е. подключение обеспечивается не более чем к

Таблица

Категории надежности электроснабжения

Категория	Число источников	Примечание
Особая группа первой категории	3	В качестве третьего (второго) независимого источника можно использовать дизель-электрическую станцию (ДЭС), источник бесперебойного питания (ИБП) и т. д.
Первая категория	2	
Вторая категория	2 (1)	Рекомендуется питание от двух источников
Третья категория	1	Число источников питания не нормируется

двум электрическим подстанциям. Другие источники, ДЭС или ИБП, не являются объектами энергосистемы.

Качество электроэнергии влияет на работоспособность и эффективность функционирования питаемого оборудования. Его следует рассматривать как воздействие кондуктивных помех (электромагнитных помех, распространяющихся по элементам электрической сети) на оборудование. Если уровень помех (показатели качества электроэнергии) не превышает устанавливаемых стандартом норм, то оборудование функционирует исправно, и нарушений (сбоев, снижения эффективности) различных систем не происходит.

Показатели качества электроэнергии в электрических сетях, находящихся в собственности потребителей, регламентируются отраслевыми стандартами и иными нормативными документами.

Устанавливаемые нормативными документами показатели качества электроэнергии определяют предельный уровень электромагнитной совместимости для кондуктивных электромагнитных помех в системах электроснабжения общего назначения. При соблюдении этих норм обеспечивается электромагнитная совместимость электрических сетей систем электроснабжения общего назначения и электрических сетей потребителей электроэнергии (приемников электроэнергии), не возникает нарушений и помех в работе оборудования вследствие неудовлетворительного качества электроснабжения. Различные показатели качества электроэнергии влияют на работоспособность технических систем по-разному. Стандартом установлены нормально допустимые и предельно допустимые значения показателей. Ниже мы рассмотрим основные из них. Отклонение напряжения (рис. 1) характеризуется показателем установившегося отклонения напряжения. Для него определены нормально допустимые и предельно допустимые значения отклонения на выводах приемников электроэнергии соответственно в +5 и +10 % номинального напряжения электрической сети. Этот показатель достаточно существ-

венен, так как от его значений зависит работоспособность блоков питания.

Для инфокоммуникационных систем значимым показателем колебания напряжения (см. рис. 1) является диапазон изменения напряжения. Предельно допустимый диапазон изменения напряжения имеет достаточно сложную функциональную зависимость от частоты повторения и формы огибающей.

Сумма установившегося отклонения напряжения и диапазона изменений напряжения в точках присоединения к электрическим сетям в 380/220 В не должна превышать +10 % номинального напряжения.

Провал напряжения (см. рис. 1) характеризуется длительностью провала напряжения, величина которого в электрических сетях с напряжением до 20 кВ не должна превышать 30 с. Провал напряжения, так же как и его полное отключение, представляет наибольшую опасность для электроснабжения систем электрооборудования.

Несинусоидальность напряжения включает следующие показатели (рис. 2) коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения; коэффициент *n*-й гармонической составляющей напряжения.

Нормально допустимые и предельно допустимые значения коэффициента искажения синусоидальности кривой напряжения должны быть не более 8 % в точках общего присоединения к электрическим сетям с номинальным напряжением 380/220 В. Этот показатель не оказывает непосредственного влияния на качество электроснабжения, поскольку современные блоки питания могут нормально работать от источников питания, у которых форма кривой напряжения близка к прямоугольной (маяндру). Вместе с тем, несинусоидальное напряжение может оказать вредное воздействие на выпрямительное оборудование.

Несимметрия напряжений характеризуется следующими показателями: коэффициентом несимметрии напряжений по обратной последовательности; коэффициентом несимметрии напряжений по нулевой последовательности. Эти показатели также не влияют в явном виде на качество электроснабжения. Отклонение

КАЧЕСТВО

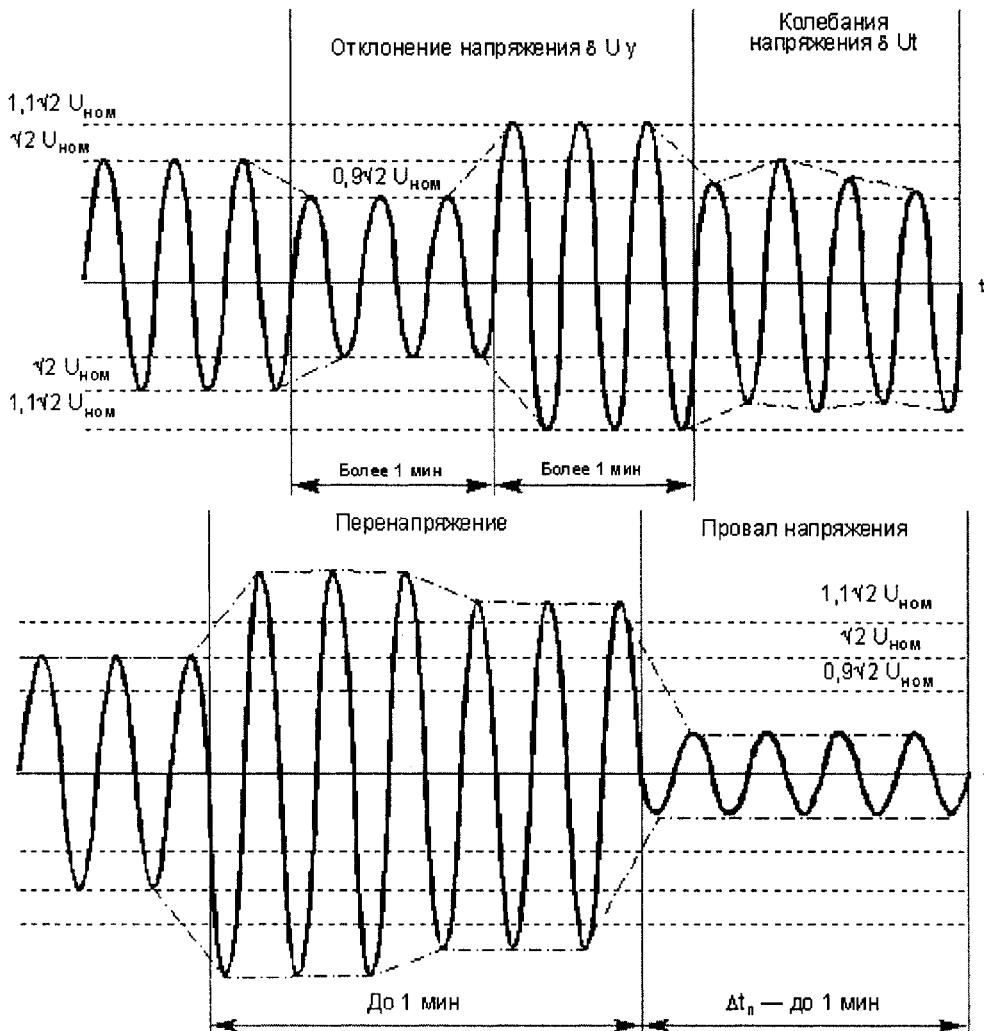


Рис. 1. Отклонение, колебание, перенапряжение и провал напряжения

частоты напряжения переменного тока в электрических сетях характеризуется показателем отклонения частоты, для которого установлены нормально допустимое и предельно допустимое значения: +0,2 и +0,4 Гц соответственно. Частота — общесистемный параметр, т. е. она одинакова во всех точках объединенной энергосистемы. При возникновении существенных отклонений частоты в действие вводится противоаварийная автоматика энергосистемы. Отклонение частоты может привести к отключению целых районов и даже общесистемной аварии, что случается далеко

не каждое десятилетие. Кроме того, современные блоки питания средств вычислительной и телекоммуникационной техники на 50 и 60 Гц остаются работоспособными при отклонениях в несколько герц, а не процентов, как это устанавливается стандартом.

Импульс напряжения (рис. 3) характеризуется показателем импульсного напряжения. Значения импульсных перенапряжений, возникающих в системах электрооборудования, составляет 380—220 В. Для коммутационных импульсов в сетях 380 В значение импульса — не более 4,5 кВ.

Временное перенапряжение характеризуется коэффициентом временного перенапряжения (отношением максимального значения огибающей амплитудных значений напряжения за время существования перенапряжения к

амплитуде номинального напряжения). Значение этого коэффициента зависит от времени перенапряжения, но не превышает 1,47.

При обрыве рабочего проводника возникают временные перенапряжения между фазой и землей. Уровень таких перенапряжений при значительной несимметрии фазных нагрузок может достигать значений межфазного напряжения, а длительность — нескольких часов. Этот вид нарушений опасен не только из-за риска повреждения оборудования и нарушения режима его работы, но и из-за реальной пожарной опасности вследствие высокой вероятности возгорания электрооборудования и электроприемников. Таким образом, можно констатировать, что электропотребляющее оборудование систем чувствительно к нарушениям качества энергоснабжения в разной степени в зависимости от вида искажений. Возможные последствия выражаются в сбоях в работе аппаратно-программных средств и, в меньшей сте-

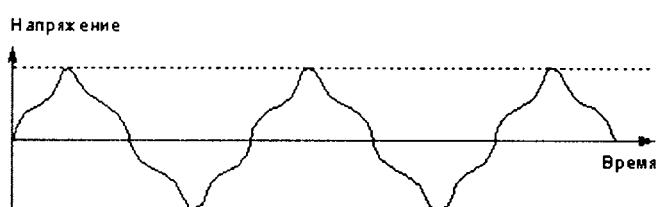


Рис. 2. Несинусоидальное напряжение

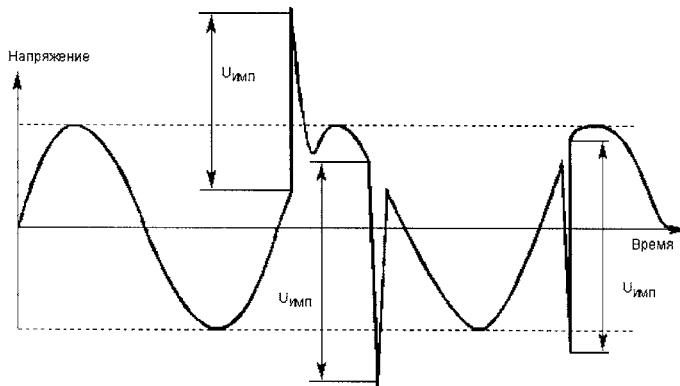


Рис. 3. Импульсы напряжения

пени, — в повреждениях оборудования. Наиболее критичными нарушениями являются провалы напряжения, поскольку они приводят к отключению и перезагрузке оборудования. Перенапряжения и импульсы напряжения могут вызывать повреждение оборудования.

Обеспечение качества электроснабжения и его надежность достигаются различными схемными решениями и применением специального оборудования. Широкое распространение получило наиболее универсальное средство обеспечения качества и надежности электроснабжения — источники бесперебойного питания (ИБП — Uninterruptible Power Supply, UPS). На их основе строятся системы бесперебойного электроснабжения (питания) инфокоммуникационных систем.

Функции отказоустойчивости напрямую зависят от эксплуатационной готовности системы. Длительная эксплуатационная готовность оценивается как вероятность того, что система при определенных условиях будет в полном объеме выполнять свои задачи. На практике решающим фактором является длительность перерыва в подаче электроэнергии к потребителям. В этой связи при электроснабжении систем эксплуатационная готовность системы электроснабжения должна быть не ниже эксплуатационной готовности технических средств. По отношению к системам эксплуатационная готовность электроснабжения характеризуется коэффициентом доступности электроснабжения.

Доступность системы зависит от ее надежности. А что является количествен-

ной характеристикой надежности? Наиболее часто прибегают к таким показателям, как среднее время между сбоями или среднее время наработки на отказ (Mean Time Between Failure, MTBF). Однако к ним надо подходить с осторожностью. Дело в том, что производитель той или иной техники указывает величину MTBF

равной, скажем, 30 тыс. ч, т. е. примерно 10 лет. При этом само устройство производится в течение всего трех лет. Да и срок его реальной эксплуатации ввиду морального устаревания вряд ли превысит, допустим, пять лет. Как же было определено приводимое значение MTBF? Речь идет о хорошо известном в статистике "усреднении по ансамблю": если для 1000 работающих устройств за год произошло в общей сложности 100 сбоев, то на этом основании среднее время между сбоями вычисляется как $1000 \cdot 1/100 = 10$ лет. Очевидно, что определяемая таким образом величина MTBF является статистическим параметром и справедлива для большого числа работающих устройств, а отнюдь не для отдельного устройства. Иными словами, устройство, значение MTBF которого составляет 10 лет, может запросто выйти из строя на следующий день после ввода в эксплуатацию. Просто кому-то не повезет.

Однако на этом неприятности могут не закончиться. Ремонт может занять 5 мин, а может и пять рабочих дней, и хорошо, если в результате информационная система не будет простаивать. Таким образом, кроме параметра MTBF важное значение имеет другая величина — среднее время восстановления устройства (Mean Time To Repair, MTTR). В статьях и обзورах, посвященных надежности ИС, все чаще встречается понятие коэффициента доступности. Он определяется просто — как относительное значение общей продолжительности нормальной работы системы за год.

Очевидно, что MTBF должно быть как можно больше, а MTTR — как можно

КАЧЕСТВО

меньше. Как же достичь этого для аппаратного обеспечения? Какой ИБП надежнее?

Надежность любой сложной системы (в том числе ИС) ограничена надежностью слабого узла. На сегодняшний день в таких общих для любой ИС процессах, как обработка и хранение данных, давно применяются технологии кластеризации и "зеркализации" дисковых массивов хранения данных RAID и т. п. Поэтому тем, кто инвестирует немалые средства в подобные технологии для повышения надежности работы ИС, имеет смысл задуматься: а какое же звено осталось самым слабым? Чаще всего таковым оказывается ИБП традиционной моноблочной конструкции. За последние годы к этому выводу пришло большое число исследовательских и консалтинговых институтов, а также ассоциаций пользователей компьютерных технологий.

Даже при увеличении затрат на разработку изделия, всемерной изощренности схемных решений, 100-процентном входном контроле компонентов, многократном тестировании изделия в процессе производства отдельные компоненты имеют потолок надежности. Так, типичные современные системы защиты питания, в которых делается ставка лишь на высокую надежность отдельных узлов, имеют максимальное значение MTBF в пределах 50 тыс. — 500 тыс. ч. В то же время применение резервирования самих ИБП позволяет добиться существенного увеличения MTBF при тех же затратах на себестоимость изделия. На рис. 4 изображен качественный характер изменения надежности изделия в зависимости от его себестоимости.

Общепризнанным подходом для радикального снижения MTTR стало сегодня в конструировании следование принципу "горячей" замены неисправных или требующих обслуживания узлов.

При создании наиболее ответственных и критических узлов и устройств, работающих в составе ИС, применяется следующий метод. Узел (устройство и т. п.) разбивается на N параллельно соединенных модулей с добавлением одного ($N + 1$), двух ($N + 2$) и т. д. модулей для повышения уровня резервирования (или, что одно и то же, избыточности), дополнительно разработчиками обеспечивается возможность замены этих модулей (увеличения или уменьшения их числа) на ходу, т. е. в "горячем" режиме. Таким образом, достигается:

1. Высокая отказоустойчивость за счет наличия $N + 1$, $N + 2$ и т. д. модулей. При отказе любого из модулей остальные просто перераспределяют между собой его нагрузку, нулевое MTTR — для замены

вышедшего из строя модуля не требуется отключать устройство в целом. Остающиеся в работе модули обеспечивают полноценное функционирование.

2. Гораздо более высокая экономическая эффективность по сравнению с удвоением (утроением и т. п.) устройства в целом.

3. Масштабируемость устройства, причем изменения конфигурации возможны без выключения устройства в "горячем" режиме.

Соотношения между доступностью, избыточностью и возможностями "горячей" замены легко пояснить диаграммой (рис. 5), в которой системы защиты электроснабжения располагаются на плоскости в зависимости от того, насколько они удовлетворяют двум составляющим доступности — избыточности и возможности "горячей" замены.

С увеличением числа узлов с поддержкой режима "горячей" замены соответствующая системе точка на плоскости перемещается вверх, а с ростом числа избыточных узлов — слева направо. В зависимости от требуемой величины доступности и планируемых затрат администраторы ИС могут найти оптимальное решение.

На основании диаграммы современные системы защиты электропитания можно классифицировать по уровню доступности следующим образом.

Традиционный (моноблочный) ИБП (Standalone UPS) не имеет ни избыточности, ни возможности "горячей" замены. Как видно из таблицы, устройство обеспечивает достаточную доступность электропитания за счет надежности ИБП как такового.

Отказоустойчивый ИБП (Fault Tolerant UPS) иногда описывают как систему с "разумной избыточностью", поскольку такие системы содержат

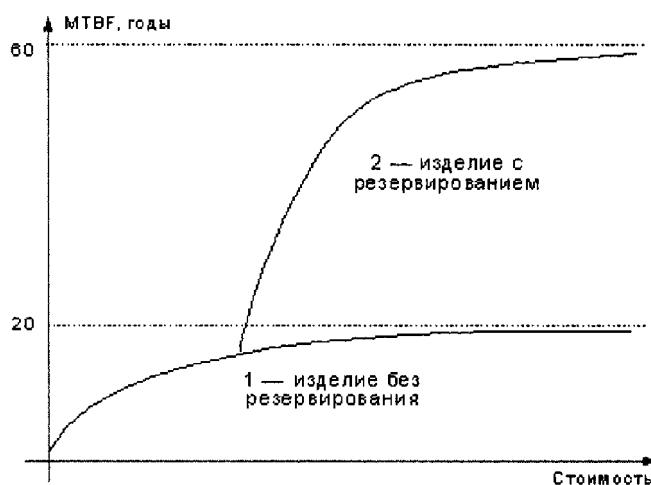


Рис. 4. Изменение надежности изделия в зависимости от затрат

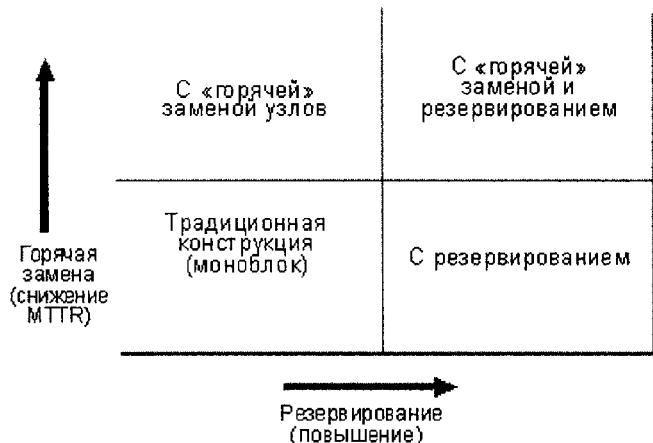


Рис. 5. Диаграмма элементов замены

избыточные компоненты. Однако не все основные узлы можно заменять в режиме "горячей" замены. Системы этого типа имеют более высокий коэффициент доступности, продолжая защищать нагрузку даже в случае отказа одного из избыточных компонентов. Но поскольку неисправность недублируемых компонентов часто означает необходимость замены всего ИБП, в числе их серьезных недостатков — дорогостоящий и требующий времени ремонт. Это неизбежно приводит к простою систем и большим неудобствам для администраторов ИС. Отказоустойчивые системы ИБП могут иметь часть узлов, допускающих "горячую" замену, например батареи или блоки силовой электроники. В основном же большое число критически важных узлов, в частности блоки процессорной электроники, невозможно заменить в "горячем" режиме. И чем больше таких незаменяемых компонентов, тем ниже коэффициент доступности электропитания.

Модульный ИБП (Modular UPS), как и отказоустойчивый ИБП, обеспечивает высокий уровень доступности. Эти системы имеют многочисленные компоненты с режимом "горячей" замены и обычно используются в многосерверных средах и телекоммуникационном оборудовании. Многие модульные ИБП предусматривают также избыточность батарей. Однако

важнейшее преимущество таких систем по сравнению с отказоустойчивыми ИБП состоит в том, что отказ любого из основных компонентов может быть ликвидирован в "горячем" режиме, что исключает плановые простои на вызов сервисной поддержки.

Высшую степень защиты электроснабжения обеспечивают системы матричной архитектуры — так называемые "энергетические массивы" (Power Array). В Power Array все блоки — силовой электроники, батареи и процессорные — являются избыточными, и заменяемыми в "горячем" режиме. Системы такого типа характеризуются очень высокими значениями доступности и реализуют защиту высшего уровня для ИС. Power Array обычно на 10—20 % дороже моноблочных ИБП сходной мощности и в среднем на 5—10 % дороже отказоустойчивых или модульных ИБП.

Диаграмма может быть уточнена и далее, поскольку в каждой системе защиты электропитания имеется три важнейших блока: батареи, силовая электроника и процессорная электроника. Чем больше компонентов имеют свойствами "горячей" замены и избыточности, тем выше доступность системы. Реальные ИБП часто относятся к "гибридным" системам, у которых часть узлов имеет свойство "горячей" замены, а другая часть — свойство избыточности.

Подытоживая сказанное, отметим: во-первых, электроснабжение зависит от качества электроэнергии и надежности электроснабжения; во-вторых, согласно сложившейся технической практике, основным средством обеспечения надежности и качества электроснабжения являются источники бесперебойного питания; в-третьих, наилучшие показатели надежности электроснабжения можно получить, используя резервируемые системы с архитектурой "энергетический массив".

КАЧЕСТВО

Анализ взаимосвязи показателей надежности и удовлетворенности для системы электрооборудования автомобилей

Приведен анализ качества автомобилей с позиций показателей надежности и удовлетворенности для современных автомобилей и определяется взаимосвязь между ними.

Ключевые слова: качество, надежность, удовлетворенность, автомобиль, электрооборудование.

Проблема качества и надежности автомобилей, в общем, и системы электрооборудования, в частности, является одной из ключевых проблем, препятствующих повышению конкурентоспособности автомобилей отечественного производства. В связи с этим чрезвычайно важную роль приобретают методологические инструменты по оценке качества, надежности и удовлетворенности продукцией.

В настоящее время недостаточно определения одних показателей надежности автомобиля, необходимо учитывать и индексы удовлетворенности, основанные на личном опыте владельцев автомобилей и позволяющие комплексно оценить его качество и надежность. Удовлетворенность позволяет установить соответствие между ожиданиями будущих владельцев автомобилей и его реальными параметрами. Для этого необходимо выделить факторы, формирующие понятие удовлетворенности.

Понятие удовлетворенность включает надежность и качество как самого автомобиля, так и отдельных его компонентов, претензии и нарекания со стороны автовладельцев, расходы, связанные с его использованием, уровень обслуживания в специализированных сервисных станциях. При этом фактор надежности имеет большое значение в формировании итогового показателя удовлетворенности. Особую ценность представляют пожелания и рекомендации автовладельцев, на основе которых могут быть сформированы направления для дальнейшего совершенствования.

Существует несколько подходов для изучения показателей удовлетворенности: количественный и качественный. Количественный основан на подсчете среднего уровня баллов, начисляемых владельцами для каждой из систем автомобиля, с учетом возникших с ними проблем, а также на основе комфортабельности, удобства и т. д. Качественное направление анализа основывается на изучении составленных анкет, отзывов для выявления конкретных устройств либо систем, вызвавших наибольшее число претензий по причине отказа, либо по неудовлетворительной работе.

Поскольку поставлена задача определения взаимосвязи между показателями надежности и удовлетворенности, воспользуемся качественным направлением исследования. Это поможет выделить ключевую группу устройств, имеющих наихудшие показатели и требующую первоочередного вмешательства.

Для выявления взаимосвязи между показателями был проведен сравнительный анализ надежности и удовлетворенности системы электрооборудования среди наиболее популярных автомобилей российского производства за 2010 г.

Поскольку оценка удовлетворенности определялась спустя 3 и 12 месяцев с момента приобретения автомобиля, для сопоставления ее с показателями надежности использовались базирующиеся на индексе GMF (качество продукции по месяцу эксплуатации) индексы.

Показатель GMF, основывающийся на определении надежности за определенный временной интервал эксплуатации автомобиля, может быть определен по формуле

$$K\%_i = \frac{Q_i}{N} 1000, \quad (1)$$

где $K\%$ — число отказов, приходящееся на 1000 автомобилей; Q_i — число накопленных отказов для каждой из групп системы электрооборудования автомобиля; N — общее число исследуемых автомобилей за данный период.

Для анализа надежности и удовлетворенности системы электрообору-



дования, как наименее надежной среди всех систем автомобиля, проведена классификация групп устройств по функциональному признаку. К первой группе отнесены устройства, имеющие в своем составе электромеханические преобразователи, во вторую группу объединены электронные устройства, в третью — датчики, в четвертую — исполнительные устройства, в пятую — переключатели, контакты, реле и провода.

На первом этапе определены показатели надежности через индексы GMF для 3 и 12 месяцев эксплуатации системы электрооборудования, результаты представлены на рис. 1.

Значения, отложенные по горизонтальной шкале, соответствуют номерам позиций групп устройств на рис. 1.

Как видно из графика, наибольшее количество отказов имеет группа устройств, содержащая в своем составе электромеханические преобразователи. При этом доля отказов среди устройств, отнесенных к первой группе, значительно превышает число отказов среди остальных элементов системы электрооборудования. Наименее надежными устройствами в данной группе являются электростеклоподъемник, электроусилитель рулевого управления, электродвигатель вентилятора отопителя и генераторная установка.

Далее, в порядке увеличения надежности располагаются: группа элементов электроники, датчиков и исполнительных устройств, имеющие очень близкие значения рассчитанных индексов. Наиболее высо-

кую надежность имеют переключатели, контакты, реле и провода.

Следует отметить, что в начальный период эксплуатации число отказов среди групп датчиков, исполнительных устройств, контактов и реле выше, чем к году эксплуатации. Тогда как у электромеханических преобразователей, электронных устройств и проводов число отказов к году эксплуатации незначительно возрастает.

На втором этапе проведен анализ показателей удовлетворенности за аналогичные временные интервалы, результаты приведены на рис. 2.

Значения, отложенные по горизонтальной шкале, соответствуют номерам позиции групп устройств на рис. 2. Рассчитанные показатели удовлетворенности S % определяются аналогично выражению (1), но дополнительно учитывают число жалоб со стороны автовладельцев для каждой из групп устройств.

Анализируя полученные данные по удовлетворенности системой электрооборудования, группа электромеханических преобразователей уверенно лидирует по числу отказов среди остальных элементов системы. Больше всего претензий имеют такие устройства, как: генераторная установка, электростеклоподъемник, электродвигатель вентилятора, отопителя и электроусилитель рулевого управления, что согласуется с результатами по анализу надежности. На втором месте находится группа исполнительных устройств, причем наименее надежными оказались лампы, свечи зажигания и аккумуляторные батареи, на

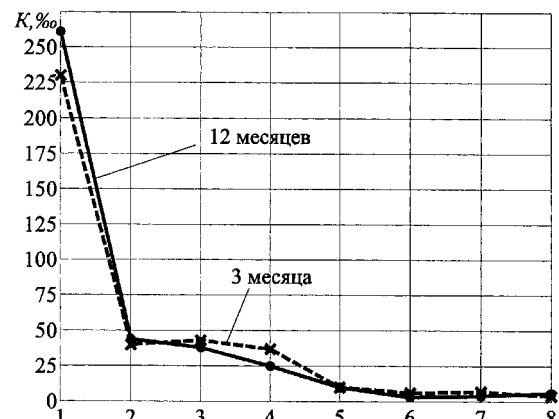


Рис. 1. Сравнительная оценка индексов надежности элементов системы электрооборудования:

1 — электромеханические преобразователи; 2 — электронные устройства; 3 — датчики; 4 — исполнительные устройства; 5 — переключатели; 6 — контакты; 7 — реле; 8 — провода

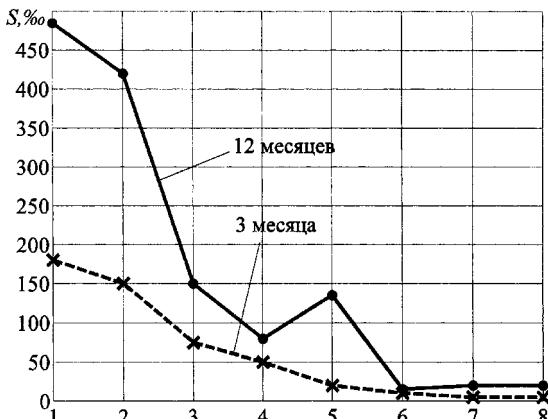


Рис. 2. Сравнительная оценка индексов удовлетворенности элементов системы электрооборудования:

1 — электромеханические преобразователи; 2 — исполнительные устройства; 3 — электронные устройства; 4 — контакты; 5 — датчики; 6 — реле; 7 — переключатели; 8 — провода

КАЧЕСТВО

Таблица

Взаимосвязь показателей надежности и удовлетворенности

№ п/п	Индексы надежности	Показатели удовлетворенности	Индексы надежности	Показатели удовлетворенности
	3 месяца		12 месяцев	
1	Электромеханические преобразователи			
2	Датчики	Исполнительные устройства	Электронные устройства	Исполнительные устройства
3	Электронные устройства		Датчики	Электронные устройства
4	Исполнительные устройства	Контакты	Исполнительные устройства	Датчики
5	Переключатели	Датчики	Переключатели	Контакты
6	Реле		Провода	Переключатели
7	Контакты	Переключатели	Реле	Провода
8	Провода		Контакты	Реле

третьем — элементы электроники с отказами пульта дистанционного управления и контроллера системы управления двигателем. Далее располагаются датчики, контакты, переключатели, провода и реле.

При этом число отказов, дефектов и претензий среди обозначенных групп значительно возрастает к году эксплуатации по сравнению с начальным периодом. Подобная тенденция прослеживается у всех групп изделий системы, но прирост отказов выражен не так ярко. В частности число отказов для электромеханических преобразователей возросло в 2,7 раза, для исполнительных устройств — в 2,8 раза, для датчиков — в 6,75 раза, для электронных устройств — в 2 раза к году эксплуатации.

Для сопоставления полученной информации сводем полученные данные по надежности и удовлетворенности для 3 и 12 месяцев эксплуатации в таблицу. Как видно из таблицы, по всем показателям лидирует группа электромеханических преобразователей, вторую и третью позиции делят между собой элементы электроники, исполнительные устройства и группа датчиков. Причем группа исполнительных устройств в рейтинге удовлетворенности занимает более высокие позиции, нежели в рейтинге надежности по гарантийной базе, та же ситуация характерна и для контактов.

Подобная ситуация объясняется тем, что автовладельцы самостоятельно устраняют незначительные отказы и дефекты, связанные с заменой ламп, свечей зажигания и аккумуляторных батарей без обращения на станции технического обслуживания. Данное явление также объясняет более низкие позиции группы исполнительных устройств в рейтинге ненадежности.

Необходимо отметить, что показатели за 3-месячный интервал эксплуатации в большей степени

ориентированы на определение общего качества продукции и в меньшей степени на надежность, что выявило проблемы, возникшие после приобретения автомобиля.

Соответствие между численными показателями отказов за три месяца эксплуатации между базами данных по гарантийному обслуживанию и по удовлетворенности может быть связано с прохождением регламентированного технического обслуживания, приходящегося на 3-месячный период эксплуатации. Значительное различие между полученными данными при годовой эксплуатации можно объяснить тем, что многие автовладельцы не обращаются на специализированные сервисные станции и число зарегистрированных отказов остается примерно на том же уровне, что и за интервал 3-месячной эксплуатации. Также необходимо учитывать и число претензий, входящих в показатель удовлетворенности работой отдельных устройств, и отсутствующий в индексе надежности. Исследование полученных отзывов по удовлетворенности также выявило низкое качество обслуживания в специализированных сервисных станциях.

Оценка показателей, полученных с использованием различных источников (гарантийная база данных и база данных по удовлетворенности) позволяет всесторонне изучить вопрос качества и надежности автомобиля, выделить наиболее проблемные устройства, выработать комплекс мероприятий, способствующих не только повышению надежности, но и увеличению удовлетворенности владельцев автомобилями той или иной марки.

Рост городов, развитие промышленности, увеличение числа транспортных средств ведут к ухудшению экологических условий проживания людей. В городах, где на ограниченной территории сосредоточена значительная масса населения, происходит наиболее интенсивное накапливание твердых бытовых отходов (ТБО), которые при неправильном и несвоевременном удалении могут серьезно загрязнять окружающую среду. Поэтому одним из важнейших мероприятий по защите окружающей среды является своевременный сбор, вывоз, обезвреживание и утилизация ТБО. Возрастающие требования к качеству обслуживания населения, в том числе и в области санитарной очистки территорий, обуславливают высокие требования к используемой для этих целей технике.

Мусоровоз — это машина, выполняющая санитарную очистку населенных мест от ТБО и работающая в двух режимах: технологический режим (сбор ТБО) и транспортный режим (вывоз ТБО). Мусоровоз представляет собой сложную систему, выполняющую заданные функции, которая может быть разделена на подсистемы, что приводит к иерархичности (ступенчатости) структуры. В общем случае структура мусоровоза состоит из двух подсистем (базовое шасси и навесное оборудование), каждая из которых имеет различное число элементов. При конструктивном анализе установлено, что некоторые элементы базового шасси, такие как ходовая часть, базовые элементы и отдельные элементы трансмиссии, имеют влияние только на транспортный режим работы. Поэтому для оценки мусоровоза, как системы, нужно рассматривать взаимодействие его эле-

Надежность кузовных мусоровозов

Изложены результаты исследования надежности кузовных мусоровозов. Выявлены недостатки конструкции, характерные отказы и их структура. Установлены факторы, влияющие на надежность мусоровозов, определены числовые характеристики надежности и установлено соответствие распределения наработок на отказ экспоненциальному закону распределения.

Ключевые слова: кузовной мусоровоз, надежность, структура отказов, экспоненциальный закон распределения, вероятность безотказной работы.

ментов в процессе сбора ТБО, т. е. в процессе технологического режима работы.

Структурная схема безотказности мусоровоза в технологическом режиме состоит из следующих элементов: двигатель, коробка перемены передач, коробка отбора мощности, гидросистема, металлоконструкция. Отказ одного из этих элементов приведет к отказу системы, а это значит, что элементы включены последовательно [1].

Для получения информации о надежности кузовных мусоровозов с боковой механизированной загрузкой кузова серии КО организованы производственные наблюдения за их эксплуатацией в различных городах России (г. Шахты и г. Гуково Ростовской обл., г. Анапа Краснодарского края и г. Людиново Калужской обл.) с разными условиями использования по назначению, обслуживания и ремонта [2].

Сбор данных о надежности и работе мусоровозов осуществлялся заполнением журналов наблюдений по каждой машине и опросных листов инженерно-техническими работниками коммунальных предприятий, эксплуатирующих кузовные мусоровозы.

В журналах фиксировалась дата и наработка машины на момент возникновения отказа, вид отказа, способ и время его устранения, продолжительность простоя, стоимость и трудоемкость восстановления работоспособного состояния.

УДК 629.002.51-

19(06)

Р. В. Каргин,
канд. техн. наук,
Шахтинский
институт
(филиал)
ЮРГТУ(НПИ),
В. И. Жигуль-
ский,
канд. техн. наук,
ЮРГУЭС,
г. Шахты
E-mail: karro1@
aaanet.ru

КАЧЕСТВО



Способы устранения отказа разбивались на 2 группы — замена и ремонт, заключавшиеся, соответственно, в замене отказавшего узла (детали) либо в восстановлении его работоспособного состояния ремонтными службами предприятия.

Источниками запасных частей являлись торговые предприятия технического сервиса, склад запасных частей и ремонтный фонд предприятий, т. е. узлы и неномерные агрегаты списанных машин предприятия. Детали в последнем случае имеют некоторый износ, но находятся в работоспособном состоянии.

Вместе с заполнением журналов наблюдений производился сбор информации о недостатках конструкции мусоровозов методом экспертных оценок. Это позволило установить, что захват, применяемый на мусоровозах КО-431 и КО-440-4, приводит к быстрому выходу из строя контейнеров (прогиб одной стенки, разрыв боковых сварных швов), так как производится захват только одной его стенки. Наличие строительного мусора в контейнерах для ТБО приводит к увеличению массы контейнера, превышающей номинальную грузоподъемность манипулятора, снижению возможности прессования ТБО в кузове, выходу из строя разравнивателя (ворошителя), уплотняющей плиты, крену машины на правую сторону. Колебательный характер работы мусоровоза в технологическом режиме [3] приводит к выходу из строя элементов манипулятора (рис. 1).

Анализ характерных неисправностей мусоровозов [4] позволил установить структуру отказов в зависимости от марки мусоровоза и от типа базового шасси (рис. 2). За основные пункты в классификации отказов приняты наиболее часто выходящие из строя узлы мусоровоза. Для выявления более детальной структуры отказов определены основные системы и детали, чаще всего выходящие из строя (рис. 3).

Структура отказов показывает, что навесное оборудование является элементом, лимитирующим надежность всего мусоровоза как системы в целом.

В базовом шасси наиболее часто отказывают элементы, которые работают и в транспортном, и в технологическом режимах. В навесном оборудовании существенная доля отказов ($\approx 50\%$) приходится на металлоконструкции и гидросис-

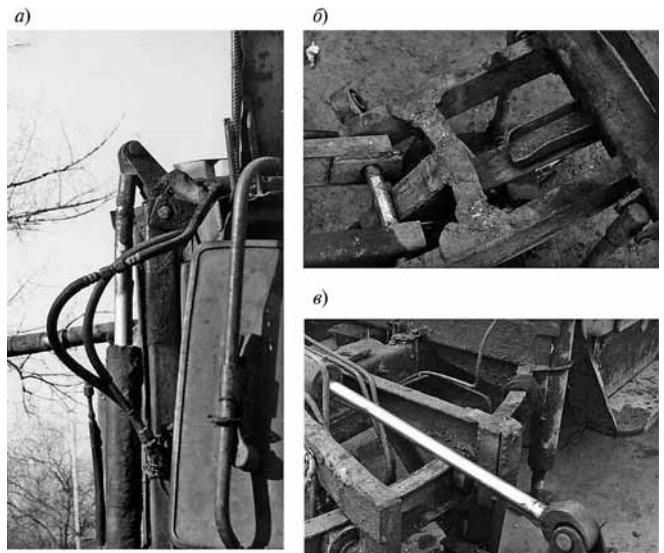


Рис. 1. Характерные неисправности манипулятора:

а — изгиб штока гидроцилиндра наклона контейнера; *б* — неисправности захвата мусоровоза; *в* — неисправности подвижной рамы манипулятора

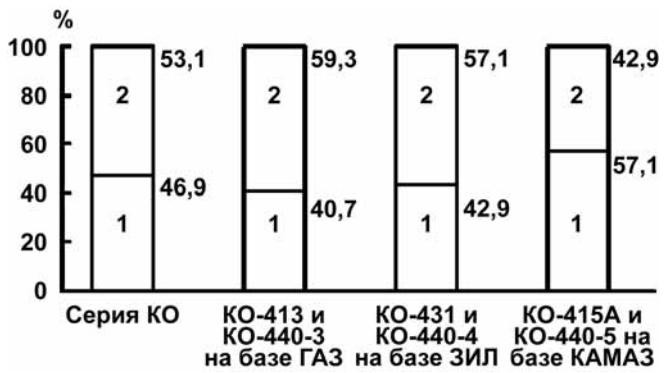


Рис. 2. Структура отказов мусоровозов:

1 — базовое шасси; 2 — навесное оборудование

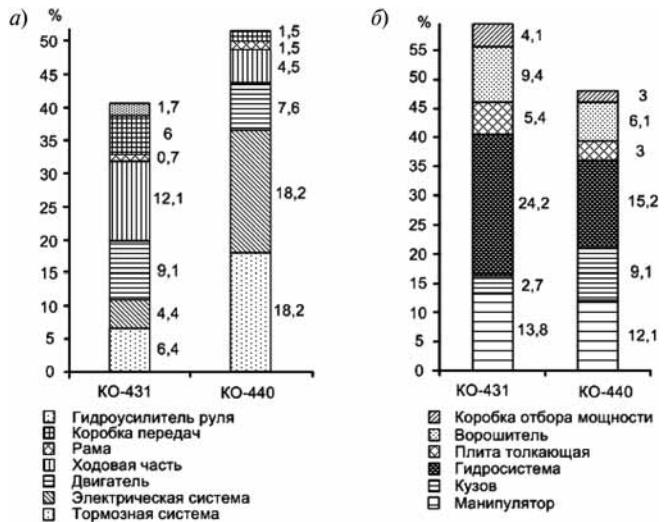


Рис. 3. Структура отказов мусоровозов КО-431 и КО-440-4:

а — базовое шасси; *б* — навесное оборудование

тему, из них порядка 80 % — на стрелу манипулятора, захват манипулятора и их привод.

Для анализа частоты отказов отдельных элементов системы был использован коэффициент отказов K_{oi} , пред-

ставляющий отношение числа n_i отказов i -го элемента к общему числу отказов n системы за одну и ту же наработку

$$K_{oi} = \frac{n_i}{n},$$

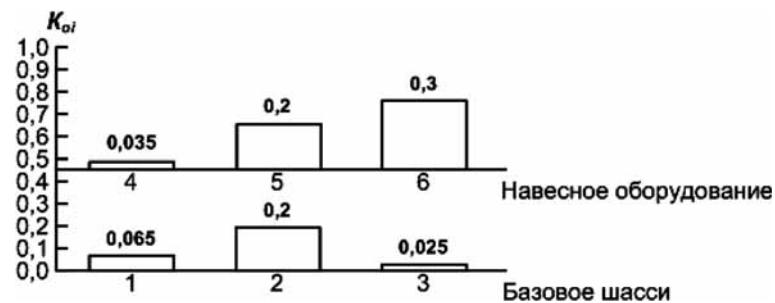


Рис. 4. Частота отказов отдельных элементов мусоровозов:

1 — ходовая часть; 2 — двигатель;
3 — коробка перемены передач;
4 — коробка отбора мощности;
5 — гидросистема; 6 — металлоконструкции

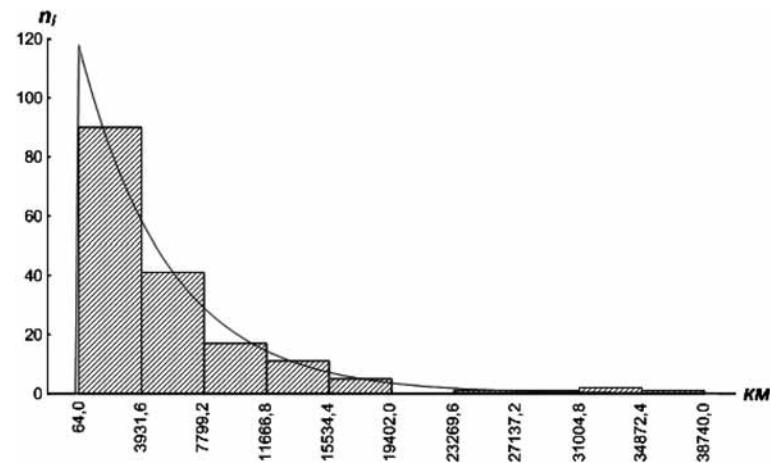


Рис. 5. Эмпирическая и теоретическая плотность экспоненциального распределения наработок между отказами для гидросистемы

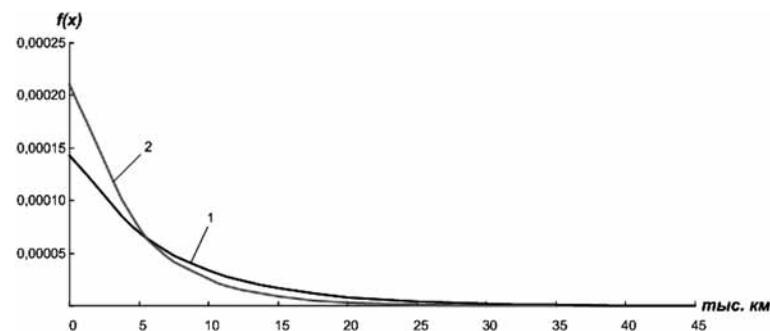


Рис. 6. Вид функции закона распределения наработок между отказами:

1 — базовое шасси; 2 — навесное оборудование

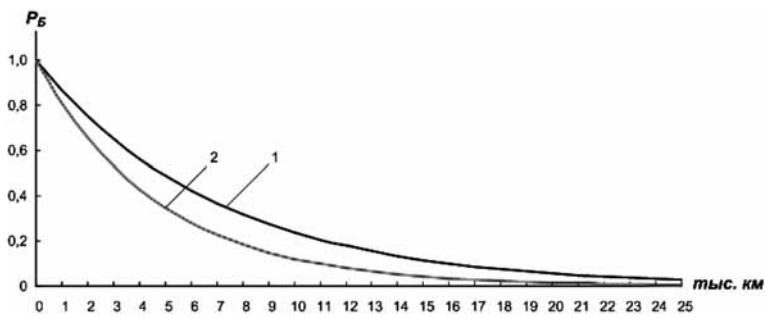


Рис. 7. Зависимость вероятности безотказной работы от величины пробега:

1 — базовое шасси; 2 — навесное оборудование

который позволил выявить элементы, отказы которых оказывают большое влияние на уровень надежности всего мусоровоза (рис. 4).

Для элементов, лимитирующих надежность мусоровоза в целом, определена средняя наработка между отказами, построены графики плотностей распределения наработок между отказами и определены параметры распределений в программе STATISTICA 6.0 (рис. 5). Установлено, что для мусоровозов эмпирические данные наработок между отказами, как для отдельных элементов, так и для навесного оборудования и базового шасси, подчиняются экспоненциальному закону распределения, а также определен вид функции закона распределения наработок между отказами $f(x)$ (рис. 6):

для базового шасси

$$f(x) = 0,000143 \exp\left[-\frac{x}{6975,3}\right];$$

для навесного оборудования

$$f(x) = 0,00021 \exp\left[-\frac{x}{4741,4}\right].$$

В результате моделирования установлены зависимости вероятности безотказной работы от величины пробега для базового шасси и навесного оборудования мусоровозов (рис. 7).

Анализ работы мусоровозов позволил установить наиболее часто выходящие из строя узлы мусоровоза, а также структуру отказов в зависимости от марки мусоровоза и от типа базового шасси. Вы-

явлены элементы, лимитирующие надежность мусоровоза в целом, определены числовые характеристики надежности, параметры распределений и зависимости вероятности безотказной работы от величины пробега, а также установлено соответствие наработок между отказами экспоненциальному закону распределения для базового шасси и навесного оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Закономерность** формирования межремонтных ресурсов мусоровозов с учетом режимов эксплуатации [Текст] / А. С. Носенко, Р. В. Каргин, Е. А. Шемшуря, М. С. Алтунина // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. — 2010. — № 5. — С. 89—94.
2. **Каргин, Р. В.** Анализ работы кузовных мусоровозов [Текст] / Р. Р. Каргин, И. М. Коробов // Исследования в области конструирования, рабочих процессов и эксплуатации технологических машин: Материалы I Международной и юбилейной 55-й науч.-практ. конф. / Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НИИ). — Новочеркасск: УПЦ "Набла" ЮРГТУ (НИИ), 2006. — С. 109—113.
3. **Конструкции** и рабочие процессы манипуляторов кузовных мусоровозов [Текст] / Р. В. Каргин, О. С. Мирошниченко // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. — 2010. — № 6. — С. 75—78.
4. **Домницкий, А. А.**, Повышение надежности кузовных мусоровозов [Текст] / А. А. Домницкий, В. И. Жигулевский // Политранспортные системы Сибири: Материалы VI Всероссийской научно-технической конференции (Новосибирск 21—23 апреля 2009 г.); В 2-х ч. — Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2009. — Ч. 1. — С. 333—337.

Введение. Трудоемкость технического обслуживания и ремонта (ТОР) одно из основных потребительских свойств автомобильной техники. Определение ее значения на этапе проектирования необходимо: 1) для расчета годового фонда рабочего времени, затрачиваемого специализированным оборудованием на выполнение технологических работ; 2) для определения затрат на техническое обслуживание и ремонт в процессе эксплуатации, где их доля составляет до 35 %. При построении расчетной модели необходимо учитывать зависимость ТОР от старения техники.

Физический смысл удельной трудоемкости технического обслуживания и ремонта машин. При расчетах ТОР грузовых автомобилей используется показатель удельной трудоемкости [1], который представляет собой суммарную трудоемкость ТО-1, ТО-2 и текущего ремонта на 1000 км пробега транспортного средства

$$T_{\text{топ}_{\text{ГА}}} = \frac{t_{\text{ТО-1}}}{L_{\text{ТО-1}}} + \frac{t_{\text{ТО-2}}}{L_{\text{ТО-2}}} + t_{\text{TP}}, \quad (1)$$

где $t_{\text{ТО-1}}$ — трудоемкость ТО-1 на одно обслуживание, чел-ч; $L_{\text{ТО-1}}$ — периодичность ТО-1, тыс. км; $t_{\text{ТО-2}}$ — трудоемкость ТО-2 на одно обслуживание, чел-ч; $L_{\text{ТО-2}}$ — периодичность ТО-2, тыс. км; t_{TP} — удельная трудоемкость текущего ремонта, чел-ч/1000 км.

Аналогичный подход может быть использован для расчета трудоемкости ТОР спецтехники, в частности автомобильных кранов. Удельная трудоемкость на ТОР автокрана также будет представлять суммарную трудоемкость ТО-1,

Прогнозирование трудоемкости технического обслуживания и ремонта автокранов на этапе проектирования

На основе методов расчета удельной трудоемкости технического обслуживания и ремонта грузовых автомобилей предложена расчетная регрессионная модель удельной трудоемкости крановых установок. Изложен выбор факторных признаков, разработка и обоснование уравнения удельной трудоемкости технического обслуживания и ремонта автокранов.

Ключевые слова: трудоемкость, автомобильный кран, техническое обслуживание, ремонт, регрессионное уравнение.

ТО-2 и текущего ремонта на 1000 мото-ч работы крана.

$$T_{\text{топ}_{\text{K}}} = \frac{t_{\text{ТО-1}}}{T_{\text{ТО-1}}} + \frac{t_{\text{ТО-2}}}{T_{\text{ТО-2}}} + t_{\text{TP}}, \quad (2)$$

где $T_{\text{ТО-1}}$ — периодичность ТО-1, мото-ч; $T_{\text{ТО-2}}$ — периодичность ТО-2, мото-ч; t_{TP} — удельная трудоемкость текущего ремонта, чел-ч/1000 мото-ч.

Значения входящих в формулы (1) показателей серийно выпускаемых моделей грузовых автомобилей можно найти из литературы [2, 3]. Со спецтехникой ситуация сложнее, так как информация о показателях трудоемкости ТОР для них недостаточна. Фактические значения трудоемкости крановой техники могут выявляться только по статистическим данным через несколько лет эксплуатации. Но с увеличением модельного ряда производимых моделей кранов возникает необходимость получения значения удельной трудоемкости ТОР

УДК 621
Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
М. Г. Закиев,
асп.,
ОАО "КАМАЗ"
E-mail:
faskhiev@mail.ru

уже на стадии проектирования. Производителю необходимо предварительно знать трудоемкость ТО и ремонта проектируемых моделей, чтобы заранее планировать затраты на ТОР в эксплуатации и таким образом создать надежную технику с меньшей трудоемкостью на обслуживание, также следует отметить, что при невозможности определения значения трудоемкости покупатель тоже лишается возможности оценить одно из важнейших потребительских свойств автомобиля. Для решения проблем, связанных с определением трудоемкости крана, необходимо создать расчетную модель удельной ТОР по его техническим параметрам.

Разработка расчетной модели удельной ТОР. Величину удельной трудоемкости ТОР новых моделей транспортных средств целесообразно определить на основе многофакторного регрессионного анализа по данным аналогичных моделей крановой техники, по которым имеются данные фактической трудоемкости ТОР. В роли факторных признаков принимаются:

- грузоподъемность q (т);
- мощность крана P (т · м/с) (характеризует способность крана поднять вес на определенную высоту с определенной скоростью);
- грузовой момент M_T (т · м);
- снаряженная масса крана в транспортном положении G_{tp} (т).

Представим удельную трудоемкость ТО и ремонта крана в t -м году в виде четырехфакторной регрессионной модели

$$T_{top_{Kt}} = (b_0 + b_1 q + b_2 M_T + b_3 P + b_4 G_{tp}) (1 + g)^{(t - T_{cl}/2)}, \quad (3)$$

где b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 — коэффициенты регрессии; g — темп роста удельных затрат трудоемкости ТОР в год в период эксплуатации. В расчетах рекомендуется принимать $g = 0,05 - 0,08$; t — порядковый номер года эксплуатации техники; T_{cl} — срок службы крана до списания.

Коэффициенты регрессии уравнения (3) определим методом наименьших квадратов при $t = T_{cl}/2$, используя систему нормальных уравнений вида

$$\left\{ \begin{aligned} & nb_0 + b_1 \sum_{i=1}^n q_i + b_2 \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i} + b_3 \sum_{i=1}^n P_i + \\ & + b_4 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} = \sum_{i=1}^n T_{top_{Ki}}, \\ & b_0 \sum_{i=1}^n q_i + b_1 \sum_{i=1}^n q_i^2 + b_2 \sum_{i=1}^n q_i M_{\Gamma_i} + \\ & + b_3 \sum_{i=1}^n q_i P_i + b_4 \sum_{i=1}^n q_i G_{tp_i} = \sum_{i=1}^n q_i T_{top_{Ki}}, \\ & b_0 \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i} + b_1 \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i} q_i + b_2 \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i}^2 + b_3 \sum_{i=1}^n \times \\ & \times M_{\Gamma_i} P_i + b_4 \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i} G_{tp_i} = \sum_{i=1}^n M_{\Gamma_i} T_{top_{Ki}}, \quad (4) \\ & b_0 \sum_{i=1}^n P_i + b_1 \sum_{i=1}^n P_i q_i + b_2 \sum_{i=1}^n P_i M_{\Gamma_i} + \\ & + b_3 \sum_{i=1}^n P_i^2 + b_4 \sum_{i=1}^n P_i G_{tp_i} = \sum_{i=1}^n P_i T_{top_{Ki}}, \\ & b_0 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} + b_1 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} q_i + b_2 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} M_{\Gamma_i} + \\ & + b_3 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} P_i + b_4 \sum_{i=1}^n G_{tp_i} = \\ & = \sum_{i=1}^n G_{tp_i} T_{top_{Ki}}. \end{aligned} \right.$$

Таблица 1

Исходные данные для расчета коэффициентов регрессии $T_{top_{Kt}}$ крановых установок грузоподъемностью 16–20 т

Модель автомобильного шасси крана	$T_{top_{Kt}}$, чел · ч/1000 мото-ч	q , т	M_T , т · м	P , т · м/с	G_{tp} , т
KC-35714	10,2	16	48	20,1	18,05
KC-35715	11,3	16	50	24,1	18
KC-35719-1-02	11,2	16	51,2	26,8	15,2
KC-35729-5-02	11,5	16	51,2	26,8	17,1
KC-35719-7-02	12,3	16	51,6	26,8	18,05
KC-35719-8-02	12,5	20	51,2	33,6	18,65
KC-45719-1	12,1	20	64	40,7	19,8
MKT-16	10,59	16	52	26,8	15,5

Таблица 2

Результаты расчета исходных данных для остаточной дисперсии $T_{\text{топK}}$

$T_{\text{топK}i}$, чел · ч/1000 мото-ч	$T_{\text{топK}(x)i}$, чел · ч/1000 мото-ч	$T_{\text{топK}i} - T_{\text{топK}(x)i}$	$(T_{\text{топK}i} - T_{\text{топK}(x)i})^2$	$(T_{\text{топK}ijy} - \bar{T}_{\text{топK}(x)i})^2$
10,2	10,17	0,03	0,0008	1,5908
11,3	11,34	-0,04	0,0014	0,0260
11,2	10,92	0,28	0,0805	0,0683
11,5	11,77	-0,27	0,0715	0,0015
12,3	12,07	0,23	0,0530	0,7035
12,5	12,50	0,00	0,0000	1,0790
12,1	12,08	0,02	0,0003	0,4080
10,59	10,80	-0,21	0,0459	0,7591
10,2	10,17	0,03	0,0008	1,5908
			$Q_{\text{ост}} = 0,2534$	$Q_1 = 4,6361$

Исходными данными для вычисления коэффициентов регрессии является выборка из генеральной совокупности показателей, аналогичных проектируемому крану. В табл. 1 приведены исходные данные для расчета величин, входящих в систему уравнений (4).

Подставляя данные из табл. 1 в систему уравнений (4), получим систему нормальных уравнений вида:

$$\left\{ \begin{array}{l} 8b_0 + 140b_1 + 444,4b_2 + 65,8b_3 + \\ + 148,7b_4 = 69,89, \\ 140b_0 + 2,48b_1 + 7878,4b_2 + \\ + 1134,8b_3 + 2632,4b_4 = 1599,6, \\ 444,4b_0 + 7878,4b_1 + 25038,88b_2 + \\ + 3605,6b_3 + 8356,72b_4 = 5080,992, \\ 65,8b_0 + 1134,8b_1 + 3605,6b_2 + \\ + 556,54b_3 + 1202,375b_4 = 1697,729, \\ 148,7b_0 + 2632,4b_1 + 8356,72b_2 + \\ + 1202,375b_3 + 2808,205b_4 = \\ = 1697,729. \end{array} \right. \quad (5)$$

Решая систему уравнений (5), получаем следующие значения коэффициентов регрессии:

$$\begin{aligned} b_0 &= 19,705; b_1 = -0,741; b_2 = -0,308; \\ b_3 &= 0,448; b_4 = 0,448. \end{aligned}$$

Тогда уравнение регрессии (3) примет вид

$$\begin{aligned} T_{\text{топK}_t} &= (19,705 - 0,741q - 0,308M_r + \\ &+ 0,448P + 0,448G_{\text{тр}})(1 + g)^{(t - T_{\text{сл}}/2)}. \quad (6) \end{aligned}$$

В уравнениях (6) составляющая $(1 + g)^{(t - T_{\text{сл}}/2)}$ показывает увеличение удельных затрат на ТОР по мере старения автомобильной техники.

Обоснование значимости уравнения. Применяя математический аппарат корреляционно-регрессионного анализа, проверим значимость регрессионного уравнения (6) при условии, что $g = 0$. Определяем остаточную дисперсию, которая характеризует колеблемость $T_{\text{топK}}$ за счет неучтенных в формулах (6) факторов. Расчеты исходных данных сведены в табл. 2.

Остаточная дисперсия, характеризующая степень влияния на изучаемый процесс неучтенных в регрессионном уравнении факторов, вычисляется по формуле [4]

$$S_{\text{ост}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (T_{\text{топK}_i} - T_{\text{топK}(x)_i})^2}{(n - m - 1)}, \quad (7)$$

где n — число экспериментальных данных; m — число коэффициентов регрессии; $T_{\text{топK}}$ — фактические значения удельной трудоемкости; $T_{\text{топK}(x)_i}$ — значения, рассчитанные по регрессионному уравнению.

Расчеты остаточной дисперсии по данным табл. 2 показывают, что $S_{\text{ост}}^2 = 0,127$; $S_{\text{ост}} = 0,356$.

Небольшое значение $S_{\text{ост}}^2$ относительно значений исследуемого фактора $T_{\text{топK}}$ показывает, что регрессионные модели составлены правильно.

Экономика

Оценим значимость регрессионного уравнения (6), выдвигая гипотезу $H_0: b = 0$ о равенстве нулю вычисленных коэффициентов регрессии. Для проверки нулевой гипотезы используется основное положение дисперсионного анализа о разбиении суммы квадратов на слагаемые. Общая сумма квадратов отклонений результативного признака Q разлагается на Q_1 (сумму, характеризующую влияние выбранных факторов) и $Q_{\text{ост}}$ (остаточную сумму квадратов, характеризующую влияние неучтенных факторов). Значения Q_1 и $Q_{\text{ост}}$ определяются по формулам [4]

$$Q_1 = \sum_{i=1}^n (T_{\text{топ}_{K_i}} - \bar{T}_{\text{топ}_{K_i}})^2, \quad (8)$$

$$Q_{\text{ост}} = \sum_{i=1}^n (T_{\text{топ}_{K_i}} - \bar{T}_{\text{топ}_{K(x)i}})^2. \quad (9)$$

Статистика случайной величины $T_{\text{топ}_K}$ рассчитывается по формуле [4]

$$F = \frac{Q_1 k_2}{Q_{\text{ост}} k_1}, \quad (10)$$

где k_1, k_2 — степени свободы, $k_1 = n - m - 1 = 3$, $k_2 = m = 4$. Подставляя данные в уравнение (10), находим значение статистики

$$F = \frac{4,6361 \cdot 4}{0,2534 \cdot 3} = 24,395.$$

При уровне значимости $\alpha = 0,05$ критерий Фишера—Сnedекора равен $F_{0,05; 3; 4} = 6,59$. Расчетное значение статистики больше, чем критическое значение, $F = 24,395 > F_{0,05; 3; 4} = 6,59$, следовательно, полученное уравнение регрессии удельной трудоемкости ТОР (6) значимо.

Оценим значимость коэффициентов регрессии b_i .

Выразим систему уравнений (6) в матричной форме:

$$Y^T Y b = Y^T Z, \quad (11)$$

где матрица Y — матрица объясняющих переменных, с первым единичным столбцом Z — матрица-столбец значений зависимой переменной размера n

$$Y = \begin{vmatrix} 1 & y_{11} & y_{12} & y_{13} & y_{14} \\ 1 & y_{21} & y_{22} & y_{23} & y_{24} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & y_{n1} & y_{n2} & y_{n3} & y_{n4} \end{vmatrix}. \quad (12)$$

$$Z = \begin{vmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ z_5 \end{vmatrix}. \quad (13)$$

Матрица $(Y^T Y)$ представляет матрицу сумм первых степеней, квадратов и попарных произведений n наблюдений объясняющих переменных

$$Y^T Y = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 \\ y_{11} & y_{21} & \dots & y_{n1} \\ y_{12} & y_{22} & \dots & y_{n2} \\ y_{13} & y_{23} & \dots & y_{n3} \\ y_{14} & y_{24} & \dots & y_{n4} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & y_{11} & y_{12} & y_{13} & y_{14} \\ 1 & y_{21} & y_{22} & y_{23} & y_{24} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & y_{n1} & y_{n2} & y_{n3} & y_{n4} \end{vmatrix}. \quad (14)$$

Матрица $(Y^T Y)$ уже известна из системы нормальных уравнений (6) и представляет собой

$$(Y^T Y) = \begin{vmatrix} 8 & 136 & 419,2 & 225,51 & 140,35 \\ 136 & 2336 & 7168 & 3903 & 2399 \\ 419,2 & 7168 & 2213 & 12000 & 7380 \\ 225,51 & 3903 & 12000 & 6620 & 3989 \\ 140,35 & 2399 & 7380 & 3989 & 2479 \end{vmatrix}.$$

$$(Y^T Z) = \begin{bmatrix} 91,69 \\ 1564,44 \\ 4816,6 \\ 2609,07 \\ 1613,24 \end{bmatrix}.$$

Находим обратную матрицу матрицы $(Y^T Y)$

$$(Y^T Y)^{-1} = \begin{vmatrix} 103,548 & -5,414 & -2,02 & 2,585 & 1,232 \\ -5,414 & 0,491 & 0,107 & -0,18 & -0,199 \\ -2,02 & 0,107 & 0,051 & -0,058 & -0,048 \\ 2,585 & -0,18 & -0,058 & 0,084 & 0,066 \\ 1,232 & -0,199 & -0,048 & 0,066 & 0,16 \end{vmatrix}.$$

Для измерения вариации оценки параметров в многомерном регрессионном анализе рассматривается так называемая ковариационная матрица K ,

являющаяся матричным аналогом дисперсии одной переменной [5]

$$K = \begin{bmatrix} K_{00} & K_{01} & K_{02} & K_{03} & K_{04} \\ K_{10} & K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} \\ K_{20} & K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} \\ K_{30} & K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} \\ K_{40} & K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Ковариационная матрица находится по формуле

$$K = S_{\text{ост}}^2 (Y^T Y)^{-1}, \quad (16)$$

где $S_{\text{ост}}^2$ — остаточная дисперсия результативного признака $T_{\text{топ}_K}$, $S_{\text{ост}}^2 = 0,127$.

Поставляя значения, находим

$$K = \begin{bmatrix} 13,151 & -0,688 & -0,257 & 0,328 & 0,156 \\ -0,688 & 0,062 & 0,014 & -0,023 & -0,025 \\ -0,257 & 0,014 & 0,006486 & -0,007378 & -0,006113 \\ 0,328 & -0,023 & -0,007378 & 0,11 & 0,008409 \\ 0,156 & -0,025 & -0,006113 & 0,008409 & 0,02 \end{bmatrix}.$$

Для оценки значимости коэффициентов регрессии b_i определяется его среднеквадратичное отклонение (стандартная ошибка)

$$S_{b_j} = S_{\text{ост}}^2 \sqrt{(Y^T Y)_{jj}^{-1}}, \quad (17)$$

где $(Y^T Y)_{jj}^{-1}$ — диагональный элемент матрицы $(Y^T Y)^{-1}$. Учитывая формулу (16), формулу (17) можно записать в виде

$$S_{b_j} = \sqrt{|K_{jj}|}, \quad (18)$$

где K_{jj} — диагональный элемент ковариационной матрицы.

Значения среднеквадратических отклонений коэффициентов регрессии находим по формуле (18) $S_{b_0} = \sqrt{K_{00}} = \sqrt{13,151} = 3,626$, $S_{b_1} = \sqrt{K_{11}} = \sqrt{0,062} =$

$$= 0,249, S_{b_2} = \sqrt{K_{22}} = \sqrt{0,006} = 0,081, S_{b_3} = \sqrt{K_{33}} = \sqrt{0,011} = 0,105, S_{b_4} = \sqrt{K_{44}} = \sqrt{0,020} = 0,141.$$

Находим статистики, которые имеют t -распределение Стьюдента с $k = n - m - 1$ степенью свободы

$$t = \left| b_j / S_{b_j} \right|, \quad (19)$$

$$\begin{aligned} t_{b_0} &= |19,705/3,626| = 5,434, t_{b_1} = |-0,741/0,249| = 2,976, t_{b_2} = |-0,308/0,081| = 3,824, t_{b_3} = |0,448/0,105| = 4,272, t_{b_4} = |0,448/0,141| = 3,168. \end{aligned}$$

Принимаем уровень значимости коэффициентов регрессии $\alpha = 0,1$. Если критическое значение статистики $t_{\alpha,k}$ удовлетворяет условию $P(|t| \geq t_{\alpha,k}) \geq \alpha$, то нулевую гипотезу $H_0: b = 0$ о равенстве нулю коэффициента регрессии отвергают, коэффициент считают значимым. Если $|t| < t_{\alpha,k}$, нет оснований отвергать нулевую гипотезу. По таблицам t -распределения Стьюдента [2] при $k = 4$, $\alpha = 0,1$ находим критическое значение статистики $t_{4,0,1} = 2,132$. Сравниваем статистики с критическим значением $t_{b_0} = 5,434 > 2,015$; $t_{b_1} = 2,976 > 2,015$; $t_{b_2} = 3,824 > 2,015$; $t_{b_3} = 4,272 > 2,015$; $t_{b_4} = 3,168 > 2,015$. Как видно из условий, коэффициенты b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 значимы.

Установим тесноту связи результативного признака $T_{\text{топ}}$ от принятых факторных признаков. Данная оценка производится многомерным корреляционным анализом. Для этого определяем выборочный множественный коэффициент корреляции [5]

$$R_{5,1234} = \sqrt{1 - \frac{|q_5|}{q_{55}}}, \quad (20)$$

где 1, 2, 3, 4, 5 — индексы, соответствующие признакам $q, M_\Gamma, P, G_{\text{тр}}, T_{\text{топ}_K}$ соответственно; $|q_5|$ — определитель корреля-

Экономика

ционной матрицы, составленной из выборочных парных коэффициентов корреляции; q_{55} — алгебраическое дополнение к парной корреляции r_{55} .

Корреляционная матрица q_5 составляется из выборочных парных коэффициентов корреляции

$$q_5 = \begin{vmatrix} 1 & r_{12} & r_{13} & r_{14} & r_{15} \\ r_{21} & 1 & r_{23} & r_{24} & r_{25} \\ r_{31} & r_{32} & 1 & r_{34} & r_{35} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & 1 & r_{45} \\ r_{51} & r_{52} & r_{53} & r_{54} & 1 \end{vmatrix}, \quad (21)$$

где r_{jk} — парные коэффициенты корреляции, вычисляемые по уравнению

$$r_{jk} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{ij} - \bar{x}_j)(x_{ik} - \bar{x}_k)}{nS_j S_k}, \quad (22)$$

где j, k — порядковые номера факторных признаков; x_{ij}, x_{ik} — i -й элемент j -го и k -го признака соответственно; \bar{x}_j, \bar{x}_k — среднее значение j -го и k -го признака; S_j, S_k — среднеквадратические отклонения признаков j и k соответственно.

Используя значения анализируемых признаков, приведенных в табл. 1, по формуле (22) вычисляем парные коэффициенты корреляции и составляем корреляционную матрицу

$$q_5 = \begin{vmatrix} 1 & 0,229 & 1,505 & 5,258 & 3,738 \\ 0,229 & 1 & 0,238 & 0,316 & 0,241 \\ 1,505 & 0,238 & 1 & 0,882 & 0,479 \\ 5,258 & 0,316 & 0,882 & 1 & 0,496 \\ 3,738 & 0,241 & 0,479 & 0,496 & 1 \end{vmatrix}.$$

Определитель матрицы находим методом понижения порядка [6] $q_5 = 0,00017$. Алгебраическое дополнение к парной корреляции r_{55} равно

$$q_{55} = \begin{vmatrix} 1 & 0,229 & 1,505 & 5,258 \\ 0,229 & 1 & 0,238 & 0,316 \\ 1,505 & 0,238 & 1 & 0,882 \\ 5,258 & 0,316 & 0,882 & 1 \end{vmatrix}.$$

Определитель этой матрицы вычисляем тоже методом понижения порядка матрицы, в результате

получаем величину определителя $|q_{55}| = 0,027$. Подставляя полученные значения определителей в формулу (22), вычисляем множественный коэффициент корреляции

$$R_{5,1234} = \sqrt{1 - \frac{0,00017}{0,027}} = 0,9968.$$

Оценим значимость множественного коэффициента корреляции и его детерминации с помощью F -критерия Фишера. Проверяем нулевую гипотезу $H_0: \rho^2 = 0$ о равенстве нулю множественного коэффициента корреляции. Для этого вычисляем статистику [4]

$$F = \frac{R^2(n-m-2)}{m(1-R^2)}, \quad (23)$$

имеющую F -распределение с $k_1 = n - m - 2$ и $k_2 = m$ степенями свободы, где m — число факторных признаков, $m = 4$.

В данном случае статистика равна

$$F = \frac{0,9968^2(9-4-2)}{4(1-0,9968^2)} = 78,91.$$

Принимаем уровень значимости коэффициента корреляции $\alpha = 0,01$ и по таблице F -распределения для $k_1 = 3$ и $k_2 = 4$ находим критическое значение статистики $F_{0,01;3;4} = 16,69$. Значение статистики больше, чем критическое значение $F > F_{0,01;3;4}$, поэтому нулевая гипотеза отвергается, коэффициент корреляции значим. Судя по величине множественного коэффициента корреляции $R_{5,1234} = 0,9968$, можно утверждать, что удельная трудоемкость технического обслуживания и ремонта линейно зависит от выбранных в модели параметров автокрана.

Адекватность регрессионной модели фактическим данным можно оценить средней ошибкой аппроксимации (%), определяемой по формуле

$$\delta = 100 \left[\sum_{i=1}^n \left(T_{\text{топ}_{K_i}} - T_{\text{топ}_{K(x)_i}} \right) / T_{\text{топ}_{K_i}} \right] / n. \quad (24)$$

Подставляя данные $T_{\text{топ}_{K_i}}$ и $T_{\text{топ}_{K(x)_i}}$ из табл. 2 в уравнение (24), получим $\delta = 0,012 \%$. Средняя

ошибка аппроксимации менее 1 %. Следовательно, полученное уравнение (6) адекватно характеризует зависимость удельной трудоемкости ТОР крана от принятых параметров.

Заключение. Полученное регрессионное уравнение (6) удовлетворяет всем критериям значимости и рекомендуется для расчета удельной трудоемкости ТОР на этапах проектирования новых моделей кранов грузоподъемностью 16–20 т. Используя данную формулу, можно рассчитать коэффициент технической готовности создаваемой модели крана с учетом его старения на этапе проектирования, тем самым можем более точно рассчитать производительность автомобильного крана, затраты и экономическую эффективность его эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Фасхиев, Х. А.** Прогнозирование трудоемкости технического обслуживания и ремонта грузовых автомобилей [Текст] / Х. А. Фасхиев, Д. И. Нуретдинов // Грузовик. 2004. № 2. — С. 20–22.
2. **Положение** о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта [Текст] / Министерство автомобильного транспорта РСФСР. — М.: Транспорт, 1988. — 78 с.
3. **Понизовкин, А. Н.** Краткий автомобильный справочник [Текст] / А. Н. Понизовкин, Ю. М. Власко, М. Б. Ляликов. — М.: АО "Трансконсалтинг", НИИАТ, 1994. — 779 с.
4. **Иванова, В. М.** Математическая статистика [Текст] / В. М. Иванова, В. Н. Калинина, Л. А. Нешумова. — М.: Высшая школа, 1981. — 371 с.
5. **Кремер, Н. Ш.** Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / Н. Ш. Кремер. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2002. — 543 с.
6. **Зимина, О. В.** Высшая математика [Текст] / О. В. Зимина, А. И. Кириллов, Т. А. Сальникова. — М.: Физико-математическая литература, 2001. — 368 с.

"КАМАЗ" на страже качества

ОАО "КАМАЗ" продолжает вести работу по борьбе с "серыми" производителями запчастей к камским автомобилям.

В рамках проводимой работы регулярно проводится проверка качества запасных частей, реализуемых на оптово-розничных рынках. С этой целью специалисты автогиганта провели контрольную закупку запчастей от альтернативных производителей к автомобилям КАМАЗ. Впоследствии на техническую экспертизу в Научно-технический центр "КАМАЗа" были направлены несколько комплектов запчастей цилиндрапоршневой группы, в состав которых входит поршень, гильза цилиндра, поршневой палец и кольца поршневые.

В результате были выявлены несоответствия конструкторской документации, которые существенно снижают эффективность и ресурс работы двигателя, а в ряде случаев приводят к выходу из строя силового агрегата. Экспертиза показала, что такой выявленный дефект как заниженная твердость материала вставки и материала поршня в районе днища провоцирует появление трещин и разрушение поршня, после чего возможно разрушение блока цилиндров. Это, в свою очередь, приведет к выходу из строя двигателя и дорогостоящему ремонту. В других случаях может обнаружиться увеличенный зазор поршня с гильзой, что приводит к повышенному износу, снижению мощности и ресурса двигателя. При этом увеличивается расход масла, а экологические показатели автомобиля ухудшаются.

Невозможно спрогнозировать, в какой момент наступят последствия от установленных на автомобиль КАМАЗ контрафактных деталей. Ресурс и наработку на отказ подобных запчастей определить практически невозможно. Поломка деталей может произойти в любой момент эксплуатации автомобиля. Чтобы предотвратить форс-мажорные ситуации, а также быть уверенными в надежности деталей и автомобиля в целом, необходимо приобретать только оригинальные запчасти от завода-производителя.

Чтобы оградить своих клиентов от покупки некачественной продукции, ОАО "КАМАЗ" продолжает увеличивать долю оригинальных запчастей на рынке. Кроме того, в прошлом году новую упаковку получили более 150 наименований оригинальных деталей для автомобилей и спецтехники КАМАЗ. На ней указываются все необходимые данные об изделии, которые позволят отличить качественную, оригинальную запчасть от продукции "серых" производителей.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Экономика

Abstracts of articles

- 2** *Dmitriyev S. A., Bazhenov S. P.* Features of engineering of the inertia automatic torque converter of the vehicle
Features of dynamic interaction of links of the inertia automatic hydrodifferential torque converter are considered. The analysis of a construction of the basic units is resulted and the most rational parametres are allocated.
Keywords: the inertia torque converter, the torque transformer, the hydrodifferential torque rectifier
- 7** *Zakharik Yu. M., Vikhrenko D. V., Zakharik Al. M.* Method of estimation resource of gear wheels car transmission
In article method of an estimation durability of tooth gearings in set mode of operation with use of optimisation of parametres of gearing tooth gearings given concerning movement of car on a real route, three-dimensional models of gear wheels, final element model of a bend pressure is considered.
Keywords: car, durability, gear wheel, loading, mode, parametre, resource, tension, tooth
- 12** *Gadelshin T. K., Petrov V. K., Gadelshin D. T.* Unification of modules of cars – one of possible directions of innovative activity in motor industry
It is necessary to put and solve problems of optimization of system of automobilization. In work the modularization and unification in designs of cars is offered. Modules are basic units of cars.
Unification is offered for parameters of knots of connection and interface of these modules. Advantages of this method are considered.
Keywords: unification, the module, parameters, knots
- 17** *Karmanov K. N.* Problems of maintenance of certified tests of trolleybuses
The number of manufacturers of trolley buses has increased, besides requirements of normative documents on certified tests of trolley buses become tougher also. Absence of special test base of these vehicles generates new problems. Therefore has ripened necessity of development of the normative documentation. Actual directions of perfection of system of certification of trolley buses are offered.
Keywords: a trolley bus, tests, certification, requirements, range, safety
- 25** *Klimov S. N.* To the issue of control wheel bearings of cars
Analysis of existing methods of control wheel bearings of cars was made. Based on this new method was proposed eliminating existing deficiencies and ensuring equality of the angular velocities of all wheels of the vehicle.
Keywords: hub wheel bearing tightness, the time of the free rotation of the wheel, wheel bearing friction torque
- 28** *Ghernov A. E.* Quality and reliability of systems of an electrical supply of independent objects
In article quality and reliability of systems of an electrical supply of independent objects is considered. Quality of the electric power which various infringements and distortions of the form of feeding pressure influence first of all concerns concept of quality. We will especially notice that the electrical supply depends on quality of the electric power and reliability of an electrical supply, according to the developed technical practice, the basic means of maintenance of reliability and quality of an electrical supply are sources of an uninterrupted food and the best indicators of reliability of an electrical supply it is possible to receive, using reserved systems with architecture "a power file".
Keywords: electrical supply system, consumers, quality of the electric power, reliability of system, source of an uninterrupted food, electromagnetic compatibility, failure of pressure, pressure fluctuations, distortion factor a curve of pressure, factor a harmonious component of pressure, a pressure impulse, a disk file of data storage
- 34** *Zayatrov A. V., Kozlovskiy V. N.* Analysis of the relationship of reliability and satisfaction for the electrical system of cars
This paper analyzes the quality of cars in terms of reliability and satisfaction for modern passenger cars and determined the relationship between them.
Keywords: quality, reliability, satisfaction, car, electrical equipment
- 37** *Kargin R. V., Zhigulsky V. I.* Reliability of body garbage trucks
Findings of investigation into reliability of body garbage trucks are presented. Drawbacks of design, typical failures and their structure are brought to light. Factors affecting reliability of body garbage trucks are determined, numerical characteristics of reliability are fixed and correspondence of allocation of ground work failure occurrences to exponential statistical law is determined.
Keywords: body garbage truck, reliability, failure structure, exponential statistical law, probability of no-failure operation
- 41** *Faskhiev Kh. A., Zakiev M. G.* Forecasting of labour input of maintenance service and repair of truck cranes at the design stage
On the basis of methods of calculation of specific labor input of maintenance service and repair of lorries it is offered settlement model of specific labor input autocranes installations. The choice of factorial signs, working out and a substantiation of the equation of specific labor input of maintenance service and repair of truck cranes is stated.
Keywords: labor input, the automobile crane, maintenance service, repair, the equation

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Л. И. Сажина

Сдано в набор 07.02.2012. Подписано в печать 24.02.2012. Формат 60 × 88 1/8.

Усл. печ. л. 6.37 (в т.ч. цв. вкл.). Уч.-изд. л. 7,54.

Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4