Грузовик с приложением

1
2013

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

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

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

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

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

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

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

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Лукьянов Г. З., Сибиляев М. К.* Повышение эксплуатационных свойств военных колесных машин благодаря применению электромеханических трансмиссий

6 *Крохотин Ю. М., Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.* Аккумуляторные топливные системы: неиспользованные возможности

Эксплуатация. Ремонт

11 *Воробьев И. В., Малютин В. О.* Влияние изношенных амортизаторов на эксплуатацию автомобиля

14 *Максимов В. А., Гребенюк В. В., Исмаилов Р. И., Дунин А. В., Князьков Г. Д., Рощак С. В.* Диагностический комплекс для оперативного учета параметров функционирования автобусов

16 *Комов Е. А.* Обеспечение повышения надежности автотранспортных средств

19 *Коньков В. А., Чеканов А. Ю.* Поддержание технического состояния грузовых автомобилей на станциях технического обслуживания

Практика

22 *Якубович И. А., Пантин Д. А.* О развитии транспортной инфраструктуры Крайнего Северо-Востока

24 *Нгуен Минь Тиен, Нгуен Ван Зунг, Ременцов А. Н.* Методика и процедуры контроля технического состояния электронных систем управления двигателем по экологическим показателям

Исследования. Расчет

30 *Назаров А. Д.* Теоретические основы расчета влияния суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ на вибрации и шум двигателей

35 *Поздеев А. В., Дьяков А. С., Новиков В. В., Рябов И. М.* Исследования двухкамерной пневматической рессоры с коммутацией полостей

38 *Поляков Ю. А.* Оценка вибронагруженности грузового автомобиля с независимыми подвесками

40 *Дьяков И. Ф.* Прогнозирование ресурса деталей транспортных средств при циклическом нагружении

Экология

45 *Юданов С.* Био-диметилэфир в качестве автомобильного топлива — опыт фирмы VOLVO в разработке технологии получения, распределения и использования ДМЭ

48 *Abstracts of articlers*

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

УДК 629.113

Г. З. Лукьянов, канд. техн. наук, **М. К. Сибиляев**, НИИЦ АТ "ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ"
E-mail: amn12no@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ВОЕННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН БЛАГОДАРЯ ПРИМЕНЕНИЮ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Показана принципиальная возможность повышения подвижности военных колесных машин путем применения электромеханических трансмиссий. Создан программно-методический комплекс, позволяющий проводить расчетную оценку автомобилей при движении в различных дорожных условиях. Приведены результаты сравнительной оценки по показателям тягово-скоростных свойств автомобилей с электромеханической и механической трансмиссиями.

Ключевые слова: *тяговые электродвигатели, электромеханическая трансмиссия, военная автомобильная техника, тягово-скоростные свойства, программно-методический комплекс.*

(Рисунки 1—11 на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

Вопросы повышения подвижности военной автомобильной техники (ВАТ) находятся в центре внимания военных специалистов. При этом подвижность рассматривается в качестве одного из важнейших боевых свойств.

Одной из составляющих повышения подвижности является совершенствование трансмиссий образцов ВАТ.

Перспективной трансмиссией для военных колесных машин нового поколения может стать электромеханическая трансмиссия (ЭМТ).

Применение ЭМТ объясняется перспективными требованиями к создаваемым образцам ВАТ, которые должны допускать эксплуатацию по дорогам всех категорий и местности, где главной задачей трансмиссии является обеспечение высоких тягово-скоростных свойств, рациональное распределение крутящих моментов по колесам с целью поддержания заданной скорости движения и минимизации потерь мощности в различных дорожных условиях.

Применение тягового электропривода (ТЭП) в трансмиссии позволяет обеспечить:

— необходимый отбор мощности для привода специального оборудования (вооружения) боевой машины как на месте, так и при движении;

— повышение маневренности за счет эффективного регулирования подводимых к колесам крутящих моментов;

— увеличение средних скоростей движения на пересеченной местности;

— повышение топливной экономичности;

— упрощение управления.

В настоящее время известны три основные конструктивные схемы комбинированных МТУ: последовательная, параллельная и сплит-схема [1], последняя считается наиболее перспективной. Однако эффективность такой системы во многом будет зависеть от правильности согласования параметров машин между собой и алгоритма управления, причем в большей степени, чем от типа схемы.

В рамках исследований предусматривалось определение тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией без учета параметров регулирования и взаимодействия дизель-генератора. С целью определения показателей тягово-скоростных свойств автомобиля с электромеханической трансмиссией для сравнения были проведены аналогичные расчеты и для автомобиля с механической трансмиссией.

При этом на обоих вариантах были установлены дизели с одинаковыми характеристиками.

В качестве опытного объекта был принят автомобиль УАЗ, схема комбинированной моторно-трансмиссионной установки показана на рис. 1.

В приведенной схеме применена энергетическая установка, состоящая из дизеля ЗМЗ-5143 мощностью

72 кВт, синхронного генератора переменного тока ГТ-90 мощностью 82 кВт и двух тяговых электродвигателей (ТЭД).

ТЭД через карданные передачи соединены с редукторами главными передачами переднего и заднего мостов автомобиля.

Для сравнения показателей тягово-скоростных свойств были также проведены расчеты автомобиля УАЗ с механической трансмиссией.

Исходные данные для расчета показателей тягово-скоростных свойств автомобиля с механической и электромеханической трансмиссией приведены в табл. 1.

Для получения статистически обобщенной информации о тягово-скоростных свойствах исследуемого автомобиля моделировалось его движение в типовых дорожных условиях со статистически обобщенными характеристиками. Характеристика моделируемых дорожных условий включала суммарный коэффициент сопротивления движению ($\psi = f + i$) автомобиля, длину (S_i) элементарных участков маршрута, на которых сопротивление движению можно считать постоянным, и максимальный коэффициент сцепления (φ_{max}) ведущих колес в данных дорожных условиях при максимально-допустимом буксовании (σ_{max}).

Таблица 1

Исходные данные для расчета показателей тягово-скоростных свойств автомобиля с механической и электромеханической трансмиссией

Параметр	Значение параметра	
	Автомобиль с механической трансмиссией	Автомобиль с электромеханической трансмиссией
Полная масса G_0, кГ	3170	3170
Колея, м	1,62	1,62
Высота, м	2,16	2,16
Тип двигателя	Дизель	Дизель
Максимальная мощность двигателя N_e, кВт/л.с.	72/98	72/98
Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности n_N, об/мин	4100	4100
КПД трансмиссии, $\eta_{тр}$	0,85	0,85
Передаточное число ГП и КР	4,54	4,54
Статический радиус колеса, r_c	0,373	0,373
Время переключения передач, с	0,8—1,5	0
Количество передач	5	—
Передаточные числа, i на передачах:		
первой	3,616	—
второй	2,579	—
третьей	1,516	—
четвертой	1,00	—
пятой	0,855	—
Прямая передача раздаточной коробки, i	1,0	—
Планетарный редуктор на ТЭД, i	—	2,84
КПД согласующего редуктора ТЭД, $\eta_{пп}$	—	0,98

Ввиду необходимости получения сравнительной оценки тягово-скоростных свойств автомобиля с различными типами трансмиссии на качественном уровне было достаточно ограничиться одним и тем же, произвольно выбранным, маршрутом движения с параметрами: $S_i = 200...500$; $f_0 = 0{,}01...0{,}03$; $i = -0{,}25...+0{,}25$.

Суммарная протяженность маршрута составила 3000 м.

Статистическая обработка экспериментальных данных [2] показала, что зависимость между ψ_i и S_i для слабопересеченной и равнинной местности является незначительной. Это позволяет считать случайные величины ψ_i и S_i в указанных условиях некоррелированными, что дает возможность при формировании расчетных маршрутов с типовыми дорожными условиями присваивать каждому элементарному участку значения ψ_i и S_i независимо, с использованием генератора случайных чисел. Значения m_s и σ_s для формирования типовых маршрутов могут быть взяты из [2].

Анализ значений m_Ψ и σ_Ψ, используемых в тяговых расчетах [3, 4], показал, что они у различных исследователей достаточно близки. Однако нормативно-техническая база по выбору значений m_Ψ, σ_Ψ, m_s и σ_s отсутствует. Поэтому целесообразно использовать специальные программы расчета на ПЭВМ, которые позволяют формировать типовой маршрут необходимой протяженности при любых заданных параметрах m_Ψ, σ_Ψ, m_s и σ_s нормального распределения коэффициента сопротивления движению и длины элементарных участков.

Методика расчета тягово-скоростных характеристик реализована в виде разработанной в рамках данных исследований программы. Программа построена по модульному принципу. Она включает следующие модули:

— модуль описания характеристик силовой установки;

— модуль описания характеристик трансмиссии;

— модуль описания общих характеристик АТС (габаритно-массовых, параметров обтекаемости и т. п.);

— модуль описания дорожных условий для моделирования;

— модуль моделирования;

— модуль ввода данных;

— модуль вывода результатов моделирования (в виде графиков или табличных файлов);

— графическая оболочка.

Таблица 2

Показатели тягово-скоростных свойств автомобилей УАЗ с механической и электрической трансмиссией

Разгон с места с переключением передач при полной подаче топлива	АТС с механической трансмиссией				АТС с электрической трансмиссией (P_d = 40 %)			
	Время	Путь	Скорость	Ускорение	Время	Путь	Скорость	Ускорение
	с	м	км/ч	м/с^2	с	м	км/ч	м/с^2
До 60 км/ч	14,4	130,5	60	0,81	7,06	63	60	1,43
До 80 км/ч	20	277,38	80	0,62	12,7	175	80	0,86
До 100 км/ч	34	665,2	100	0,24	20,2	451	100	0,53
На пути 400 м	25,1	400	89	0,36	21,75	400	102,17	0,51
На пути 1000 м	46,601	1000	108	0,17	39,98	1000	118,7	0*

* Достигнуты максимальные частоты вращения роторов ТЭД.

Использование такой структуры позволяет быстро расширять возможности программного комплекса добавлением новых вариантов задания характеристик силовой установки и других агрегатов и систем автомобиля.

На рис. 2 представлена диаграмма взаимодействия модулей программного комплекса.

На рис. 3—6 показаны интерфейсы ввода исходных данных образцов автомобилей и дорожных условий.

Программа позволяет выполнять моделирование движения автомобиля как с началом движения (с моделированием работы сцепления), так и с определенной начальной скоростью и на выбранной пользователем передаче. Последнее позволяет также проводить моделирование с целью определения у автомобиля свойств эластичности.

На рис. 7—8 приведены зависимости скоростей движения автомобиля от пройденного пути и времени с механической (кривая синего цвета) и электрической трансмиссиями (кривая розового и зеленого цветов), причем с реализацией мощностей ТЭД на 40 и 25 % соответственно. Из графиков видно, что интенсивность разгона у автомобиля с ЭМТУ (P_d = 40 %) значительно выше, чем у автомобиля с механической трансмиссией (время разгона до скорости 100 км/ч на 14,2 с меньше). Максимальная скорость автомобиля с ЭМТУ ограничивается максимальной частотой вращения роторов ТЭД и составляет по результатам расчетов V_{max} = 118,7 км/ч. При реализации мощности на ТЭД на 25 % динамика автомобиля несколько снижается, однако, время разгона до скорости 80 км/ч и пройденный путь по сравнению с автомобилем, снабженным механической трансмиссией, примерно одинаковы.

Рис. 9 показывает, что автомобиль с электромеханической трансмиссией (P_d = 40 %) имеет лучшие и другие показатели приемистости (текущее и максимальное ускорение). Значение максимального ускорения у автомобиля с механической трансмиссией на первой передаче на 10—11 % превышает максимальное значение ускорения автомобиля с ЭМТУ (P_d = 25 %), однако при дальнейшем увеличении скорости это преимущество уменьшается.

На рис. 10 приведена динамическая характеристика автомобилей. Анализ рисунка показывает, что динамический фактор у автомобиля с электромеханической трансмиссией (P_a = 40 %) выше, чем у автомобиля с механической трансмиссией (на прямой передаче в раздаточной коробке) и составляет 0,284 против 0,262. По динамической характеристике также определяется и максимальное дорожное сопротивление $D = \psi = f + i$, преодолеваемое автомобилем.

В табл. 2 приведены численные значения тягово-скоростных свойств, которые также подтверждают лучшую динамику автомобиля с электромеханической трансмиссией.

На рис. 11 приведены значения мгновенных и средних скоростей движения автомобиля с механической и электромеханической трансмиссиями.

Как видно из результатов расчета, приведенных на рис. 6, для автомобиля с ЭМТУ ($P_d = Pn$ 40 %) на заданном маршруте движения получена средняя скорость движения $V_{ср}$ = 100,3 км/ч. Для автомобиля с механической трансмиссией и с ЭМТУ ($P_d = Pn$ 25 %) средние скорости для данного маршрута отличаются незначительно и составляют 85,74 км/ч и 82,17 км/ч, соответственно.

Расхождение результатов расчетов с результатами экспериментов по определению тягово-скоростных свойств автомобилей с механической трансмиссией не превышает 10—12 %.

В итоге, разработанный программно-методический комплекс позволяет на стадии проектирования в первом приближении получать значения параметров тягово-скоростных свойств и давать качественную оценку предлагаемых конструктивных изменений автомобилей.

Выводы

Разработан программно-методический комплекс, позволяющий при определенных ограничениях на стадии проектирования получать значения параметров тягово-скоростных свойств и давать оценку предлагаемых конструктивных изменений автомобилей, в том числе с различными типами моторно-трансмиссионных установок.

Результаты расчетов показывают, что интенсивность разгона у автомобиля с ЭМТУ (P_d = 40 %) значительно выше, чем у автомобиля с механической трансмиссией (время разгона до скорости 100 км/ч на 13,8 с меньше). Максимальная скорость автомобиля с ЭМТУ ограничивается максимальной частотой вращения роторов ТЭД и составляет по результатам расчетов V_{max} = 118,7 км/ч. У автомобиля с ЭМТУ ($P_d = Pn$ 40 %), на заданном маршруте движения получена средняя скорость движения $V_{ср}$ = 100,3 км/ч.

Автомобиль с электромеханической трансмиссией (P_d = 40 %) имеет лучшие показатели приемистости (текущее и максимальное ускорения). Значение максимального ускорения у автомобиля с механической трансмиссией на первой передаче на 10—11 % превышает максимальное значение ускорения автомобиля с ЭМТУ (P_d = 25 %), однако при дальнейшем увеличении скорости движения это преимущество уменьшается.

Динамический фактор у автомобиля с электромеханической трансмиссией (P_d = 40 %) выше, чем у автомобиля с механической передачей (на прямой передаче в раздаточной коробке) и составляет 0,284 против 0,262.

Сравнение результатов расчета для автомобиля с механической трансмиссией и с ЭМТУ ($P_d = Pn$ 25 %), показало, что их средние скорости для произвольно заданного маршрута отличаются незначительно и составляют 85,74 и 82,17 км/ч, соответственно.

В последующих исследованиях целесообразно дальнейшее совершенствование разработанного программно-методического комплекса в направлениях комплексной, взаимосвязанной оценки и расчета параметров основных агрегатов и контуров регулирования, четкого согласования характеристик элементов силовой цепи преобразования, разработки алгоритмов управления передачи подводимого к колесам момента в различных условиях эксплуатации.

Для того, чтобы полностью реализовать преимущества таких трансмиссий, необходимо предусмотреть возможность управления величинами крутящих моментов с целью обеспечения их оптимального распределения по ведущим колесам.

Полученные результаты могут быть также использованы при проектировании трансмиссий и силовых установок, при расчетной оценке тягово-скоростных свойств автотранспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Отчет** о НИР "Гараж-2.4" этап 1, инв. № 10448, ФГУП 21 НИИИ Минобороны России, 2004. — 36 с.
2. **Медведков В. И., Яриков В. А.** Методика оценки дорожных условий при расчете тягово-скоростных качеств проектируемых колесных машин. Труды академии БТВ, № 215, 1968.
3. **Платонов В. Ф.** Полноприводные автомобили. — 2-е издание, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 312 с.
4. **Аксенов П. В.** Многоосные автомобили. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 280 с.
5. **Отчет** о НИР "Гараж-2.4" этап 2, инв. № 9659, ФГУП 21 НИИИ Минобороны России, 2006. — 69 с.

"КАМАТЕЙНЕР": новая эра грузоперевозок

Генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин поручил Блоку развития компании включить в план НИОКР разработку перспективных образцов автотехники, способных кардинально перевернуть представление грузоперевозчиков о транспортировке грузов.

Речь идет о новом инновационном продукте, который может стать основным механизмом достижения глобальных целей "Транспортной стратегии России 2030". Проект под общим названием "КАМАТЕЙНЕР" должен стать новой вехой развития грузоперевозок в России, аналогов которым в мире -- единицы.

Первые образцы автомобилей КАМАЗ, способные менять кузова, были созданы молодыми конструкторами "КАМАЗа" и демонстрировались в Москве еще до пуска главного конвейера камского автогиганта. Тогда в силу разных причин инновационную идею реализовать не удалось.

Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.436.038

Ю. М. Крохотин, канд. техн. наук, доц., Воронежская лесотехническая академия;
Л. В. Грехов, д-р техн. наук, проф., **Н. А. Иващенко**, д-р техн. наук, проф.,
В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

АККУМУЛЯТОРНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ: НЕИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ

Анализируются особенности отечественных аккумуляторных топливных систем дизелей. Приведены результаты испытания топливных систем на безмоторном стенде и дизеле.

Ключевые слова: *топливная система, электрогидравлическая форсунка, комбинированное запирание, дизель.*

В настоящее время проблема улучшения топливной экономичности дизелей остается традиционно острой. Вместе с тем резко возросли требования к токсичности отработавших газов (ОГ) [1]. Снижение токсичности ОГ без увеличения удельного эффективного расхода топлива и уменьшения мощности дизеля является трудной научной и технической задачей. Эффективным способом ее решения является ступенчатое, двухразовое или многоразовое впрыскивание дизельного топлива, а также использование альтернативных топлив, в первую очередь природного газа [2, 3]. И в том, и в другом случае топливная аппаратура должна подать стабильную запальную дозу дизельного топлива, составляющую 5—15 % номинальной цикловой подачи. В этом и состоит проблема. Пропуски запальных доз газодизелей приводят к пропускам рабочих циклов [3]. Более того, для многих дизелей даже без подачи газа работа на режиме минимальной частоты холостого хода сопровождается пропускам рабочих циклов [4]. Такая работа крайне нежелательна — несгоревшее газовое топливо скапливается в выхлопном коллекторе, несгоревшее дизельное топливо стекает в поддон. Масло разжижается, возможен взрыв или пожар. Считается, что проблема уже решена с помощью топливной системы (ТС) типа Common-Rail с дроссельными электрогидравлическими форсунками (ЭГФ). Однако дроссельные ЭГФ системы Common-Rail имеют целый ряд известных серьезных недостатков.

В Воронежской государственной лесотехнической академии совместно с ВНИИЖТ и кафедрой поршневых двигателей МГТУ им. Н. Э. Баумана в течение длительного времени (начиная с 1967 г.) разрабатываются и исследуются аккумуляторные топливные системы, альтернативные системам Common-Rail. Автор первой ТС — канд. техн. наук, доцент А. Н. Филин [5]. Основной особенностью этой топливной системы является то, что используется серийная форсунка, перед которой установлено двухклапанное устройство управления (УУ), изменяющее давление под иглой. Несомненным преимуществом такой схемы является то, что УУ работает и в качестве устройства безопасности, исключающего подачу топлива к форсунке с зависшей иглой. После 6 лет упорной работы по ее реализации мы получили, в частности, следующие результаты. Аппаратура не обеспечивает требования технического задания по максимальному давлению впрыскивания. Аппаратура не обеспечивает стабильности впрыскивания минимальной запальной дозы топлива по количеству и продолжительности при двухфазной подаче топлива с минимальным интервалом между впрысками, а при единичном впрыске имеет место нестабильность номинальной цикловой подачи.

Эти отрицательные результаты связаны с тем, что УУ работает в силовом режиме и все топливо, поступающее в форсунку, проходит через УУ. Большие цикловые подачи топлива вынуждают выполнять УУ громоздким (внешний прецизионный диаметр двухпозиционного клапана равен 8 мм, ход клапана равен 0,12 мм). Многочисленные варианты конструкции, выполненные по этой схеме, оказались неработоспособными. Из сказанного выше следует, что микропроцессорное управление и аккумуляторная топливная система еще не обеспечивают стабильные запальные дозы и управляемый процесс сгорания дизеля или газодизеля. Нуж-

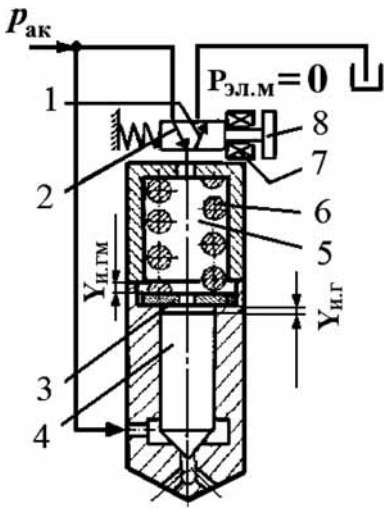


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием:

1 — клапан сливной; *2* — клапан впускной; *3* — упор подвижный; *4* — игла форсунки; *5* — камера управляющая (гидрозапорная); *6* — пружина форсунки; *7* — обмотка электромагнита устройства управления; *8* — якорь электромагнита; $Y_{и.г}$ — ход иглы форсунки при гидравлическом запирании; $Y_{и.гм}$ — ход иглы при гидромеханическом запирании

но нечто большее, что удалось получить в варианте аккумуляторной топливной системы, имеющем ЭГФ с комбинированным запиранием (Крохотин Ю. М.) [6, 7]. Схема такой форсунки приведена на рис. 1.

Принципиальные отличия этих форсунок состоят в следующем:

1. Управление форсункой осуществляется со стороны гидрозапорной камеры, расположенной над иглой в полости пружины. Топливо из аккумулятора напрямую (минуя УУ) поступает под иглу форсунки. УУ изменяет давление в ограниченном объеме гидрозапорной камеры. Это позволило выполнить устройство управления компактным и быстродействующим.

2. Изменение давления в управляющей камере обеспечивают два клапана — сливной (СК) и впускной (ВК). Клапаны поочередно открываются и закрываются. За счет этого сведены к минимуму прямые утечки топлива из аккумулятора на слив.

3. Форсунка снабжена подвижным упором *3* (см. рис. 1). В реальных конструкциях подвижный упор представляет собой штангу форсунки, у которой под опорную тарелку пружины установлена регулировочная шайба. Штанга подвешена. Когда игла опущена, между торцом иглы и штангой есть зазор $Y_{и.г}$. За счет этого пружина не препятствует началу подъема иглы, но способствует резкому опусканию иглы в конце впрыскивания. Более того, в результате гидравлического запирания перед началом впрыскивания топлива игла *4* располагается в корпусе распылителя свободно, без перекосов и защемлений.

4. Дроссели отсутствуют, что увеличило скорость изменения давления в управляющей камере (улучшило быстродействие форсунки), уменьшило нагревание топлива, отпала необходимость в охладителе топлива.

5. Плунжер-мультипликатор отсутствует, что исключило постоянные утечки топлива через зазоры "игла — корпус распылителя", "плунжер — гильза плунжера", повысило надежность форсунки и снизило расходы на ее производство.

Численные эксперименты, проведенные в МГТУ им. Н. Э. Баумана с использованием программы ПК ДИЗЕЛЬ-2/4т, показали, что аккумуляторная ТС с электрогидравлическими форсунками, имеющими комбинированное запирание и двухклапанное устройство управления давлением в гидрозапорной камере форсунки, имеет несомненные преимущества по отношению к системам Common-Rail (CR). В первую очередь это касается расхода топлива на управление форсункой, простоты конструкции, надежности работы и быстродействия форсунки.

Форсунка с комбинированным запиранием не имеет аналогов. В связи с наличием подвижного упора она работает в двух режимах: 1 — обеспечение подач от холостого хода до номинальных; 2 — обеспечение запальных доз топлива.

Режим 1. Когда электрический ток не подается в обмотку *7* (см. рис. 1) электромагнита УУ, сливной клапан *1* закрыт, а впускной клапан *2* открыт. Давление топлива над иглой *4* и под ней равны давлению в аккумуляторе $p_{ак}$. Нижняя тарелка пружины форсунки (подвижный упор *3*) прижата к специальной опоре. Регулировочная шайба, установленная под опору *3*, обеспечивает зазор $Y_{и.г}$ между иглой и штангой форсунки, т. е. усилие пружины не передается на иглу. Так как сверху топливо действует на всю площадь иглы $f_и$, а снизу лишь на дифференциальную площадку $f_{дифф}$, игла *4* прижата к запирающему конусу распылителя силой $P = p_{ак}(f_и - f_{дифф})$.

При поступлении тока в обмотку *6* электромагнита УУ, якорь *8* перемещает оба клапана: сливной клапан *1* открывается, впускной клапан *2* закрывается. Прямой слив топлива из аккумулятора в бак невозможен. Давление над иглой *3* резко уменьшается. Когда усилие топлива на иглу *3* со стороны гидрозапорная (ГЗК) станет меньше усилия со стороны подыгольной камеры (ПК), игла *4* начинает резко подниматься, не встречая сопротивления пружины *6* форсунки. После того, как игла *4* пройдет расстояние $Y_{и.г}$, она начинает контактировать с подвижным упором *3*. В работу вступает пружина *6* фор-

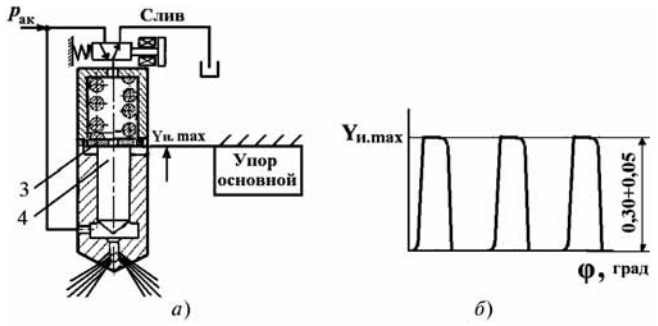


Рис. 2. Схема, поясняющая процесс подъема иглы на полную высоту:

а — схема форсунки; *б* — перемещение иглы в последовательных циклах

сунки. При подачах, соответствующих большинству режимов работы дизеля, игла *4* преодолевает усилие пружины *6* и подвижный упор *3* перемещается вверх на максимальную величину хода иглы форсунки $Y_{и.max}$ (рис. 2).

После прекращения подачи тока в обмотку электромагнита пружина УУ закрывает сливной клапан и открывает впускной клапан. Давление в ГЗК резко возрастает. Под действием суммарной силы топлива и пружины со стороны ГЗК игла форсунки начинает быстро опускаться. После посадки штанги на опору, расположенную внутри корпуса форсунки, действие пружины прекращается. Игла продолжает опускаться под действием давления топлива. Таким образом, реализуется комбинированное запирание: в начале опускания иглы — гидромеханическое, в конце опускания — гидравлическое. Очевидно, что прекращение действия пружины до посадки иглы уменьшает силу удара и увеличивает ресурс распылителя.

Режим 2. Когда подачи топлива соответствуют запальным дозам, игла не в силах преодолеть усилие пружины форсунки. Подвижный упор *3* становится неподвижным (рис. 3).

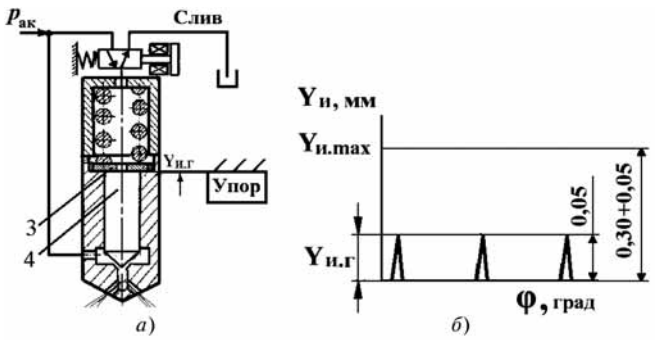


Рис. 3. Схема, поясняющая эффект обеспечения стабильности запальных доз:

а — схема движения иглы до промежуточного (подвижного) упора; *б* — схема стабильной высоты подъема иглы форсунки

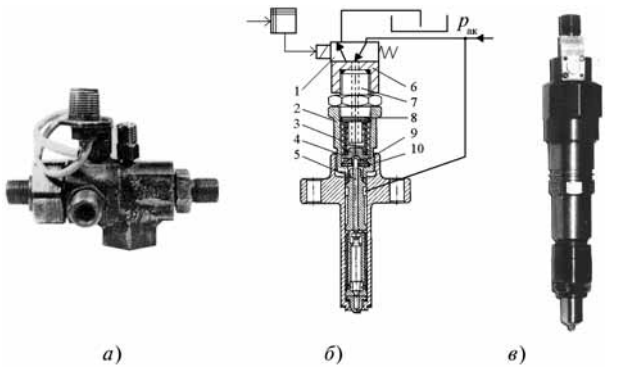


Рис. 4. Возможные формы выполнения ЭГФ с комбинированным запиранием иглы:

а — двухклапанное устройство управления, выполнено в отдельном корпусе; *б* — схема форсунки, устройство управления которой выполнено в отдельном корпусе; *в* — форсунка, у которой устройство управления встроено в корпус; *1* — устройство управления в сборе; *2* — корпус пружины; *3* — пружина; *4* — тарелка; *5* — штанга; *6* — корпус устройства управления; *7* — переходник; *8* — шайба регулировочная; *9* — опора; *10* — шайба регулировочная

Высота подъема иглы в последовательных циклах не изменяется, не меняется и проходное сечение под иглой. С учетом того, что давление в аккумуляторе постоянно, имеем стабильные запальные дозы топлива. Проблема управляемого процесса сгорания решена.

Рассмотренная выше идея форсунки реализована в двух вариантах: 1 — устройство управления выполнено в отдельном корпусе (рис. 4, *а*, *б*). Оно навинчивается на переходник, установленный в серийный корпус форсунки; 2 — устройство управления встроено в корпус форсунки (рис. 4, *в*).

Вариант с устройством управления давлением в гидрозапорной камере, выполненным в отдельном корпусе, удобен в двух случаях: 1 — при исследовании процесса топливоподачи форсунками различной конструкции. Серийная форсунка остается практически неизменной. Меняется только одна деталь — штуцер отводящий, а под нижнюю тарелку пружины устанавливается регулировочная шайба. Корпус УУ навинчивается на переходник, ввинченный, в свою очередь, в серийный корпус форсунки или корпус пружины; 2 — в том случае, когда детали УУ невозможно разместить внутри малогабаритных форсунок.

Испытания топливной аппаратуры дизеля на безмоторном стенде показали следующее:

1 — топливная система работоспособна при любом давлении в аккумуляторе в диапазоне от 20 до 100 МПа;

2 — ход иглы $Y_{и.г}$ до подвижного удара оказывает очень большое влияние на параметры впрыскивания. Если $Y_{и.г} = 0$ (гидромеханическое запирание на протяжении всего хода иглы $Y_{и\,max}$), то нельзя получить устой-

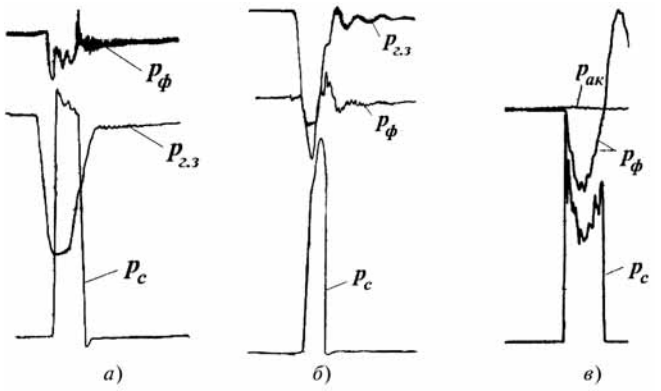


Рис. 5. Зависимость гидродинамических процессов в аккумуляторных топливных системах от расположения аккумулятора по отношению к форсунке:

а — без топливопропровода; *б* — с топливопроводом длиной 150 мм; *в* — с топливопроводом длиной 2200 мм; $p_ф$, $p_с$, $p_{гз}$, $p_{ак}$ — давления перед запирающим конусом иглы, перед распыливающими отверстиями, в гидрозапирающей камере, в аккумуляторе

чивые подачи меньше 59,3 % подачи, соответствующей номинальному режиму ($q_{ц.н}$). Если $Y_{и.г} = Y_{и\,max}$ (гидравлическое запирание на протяжении всего хода иглы $Y_{и\,max}$), то нельзя получить устойчивые подачи меньше 63 % от $q_{ц.н.}$ При $Y_{и.г} \geqslant 0{,}15$ мм или $Y_{и.г} \geqslant 0{,}333\ Y_{и\,max}$ задний фронт давления впрыскивания имеет ступенчатый характер;

3 — усилие пружины форсунки оказывает очень большое влияние. При $P_{пр.и} < 350$ Н цикловая нестабильность подач холостого хода увеличивается; при $P_{пр.и} \geqslant 600$ Н наблюдается резкое ухудшение работы аппаратуры — затягивается передний фронт, становится ступенчатым задний фронт давления впрыскивания, происходит резкий скачок от стабильных подач, составляющих 42,6 % от $q_{ц.н}$, до подач, составляющих 3,7 % от $q_{ц.н}$.

На рис. 5 представлены кривые, характеризующие гидродинамические процессы, соответствующие трем вариантам топливной системы: 1 — аккумулятор объемом 1 л подсоединен непосредственно к форсунке; 2 — аккумулятор объемом 1 л соединен с форсункой коротким (150 мм) топливопроводом; 3 — аккумулятор объемом 2,5 л соединен с форсункой длинным топливопроводом (2200 мм).

Когда аккумулятор непосредственно подсоединен к форсунке (см. рис. 5, *а*), характеристика давления впрыскивания $p_с$ близка к прямоугольной. Аккумулятор емкостью 1000 см^3 из-за его громоздкости трудно расположить непосредственно перед форсункой. Если между аккумулятором и форсункой установлен топливопровод, то при впрыскивании в нем создается волновой процесс, иллюстрируемый кривой давления перед запирающим конусом иглы распылителя $p_ф$. Волновой процесс в топливопроводе высокого давления искажает верхнюю часть характеристики давления $p_с$ тем сильнее, чем больше длина подводящего топливопровода и цикловая подача топлива (см. рис. 5, *б*, *в*).

Исследования, проведенные на безмоторном стенде, показали, что ЭГФ с комбинированным запиранием обеспечивает стабильные подачи величиной 0,025—0,07 г/ц (4,6—12 % номинальной цикловой подачи дизеля 10ДН20,7/2 × 25,4). Серийные форсунки на этих режимах работают с пропусками подач. Аккумуляторная топливная система с форсунками, имеющими комбинированное запирание, позволяет получить двухразовое и ступенчатое впрыскивание топлива (рис. 6).

Аккумуляторная топливная система была смонтирована на одноцилиндровом дизеле 1Д20,7/2 × 25,4 в лаборатории экономии топливно-энергетических ресурсов ВНИИЖТ. Испытания дизеля проводились при частоте $n = 400$ мин$^{-1}$. Дизель прогревался, а затем, в ходе испытаний, поддерживались постоянными следующие параметры:

температура масла на входе в дизель . . . . . 333 К;
температура воды на входе в дизель. . . . . 353 К;
расход воздуха через дизель. . . . . .440 кг/ч;
давление масла в верхнем коллекторе . . 0,15 МПа;
давление масла в нижнем коллекторе . . .0,25 МПа.

Измерение температуры осуществлялось с помощью электронных потенциометров КСП-4. Давление

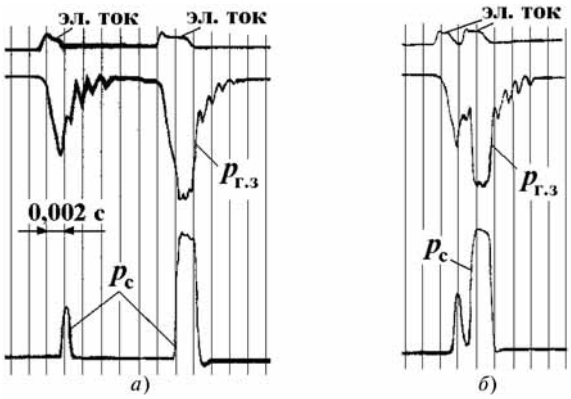


Рис. 6. Двухразовое и ступенчатое впрыскивание топлива форсунками дизеля 10ДН20,7/2 × 25,4:

а — предварительный импульс подан за 12,8 × 10^{-3} с до основного; *б* — предварительный импульс подан за 2,9 × 10^{-3} с; *i* — ток в обмотке электромагнита устройства управления; $p_{г.з}$ — давление гидрозапирания; $p_с$ — давление впрыскивания

масла измерялось штатными манометрами класса 1,5; давление воздуха — водяным дифференциальным манометром; расход воздуха — расходными шайбами. Кроме этого, расход воздуха регулировался в зависимости от величины атмосферного давления с помощью задвижки Лудло, установленной в расширителе впускной системы. Величина расхода воздуха рассчитывалась по формуле:

$$G_{\text{В}} = 332\sqrt{\frac{p_{\text{ш}}\Delta h}{T_{\text{ш}}}},$$

где $p_{\text{ш}}$ — давление воздуха перед шайбой, МПа; Δh — перепад давления на шайбе, мм вод. ст.; $T_{\text{ш}}$ — температура воздуха перед шайбой, К.

Кроме этого, определялся часовой расход топлива; проводилось индицирование двигателя с нанесением отметки ВМТ; измерялась температура отработавших газов. Для измерения расхода топлива применялся штатный весовой топливомер стенда с автоматической записью времени расхода навески топлива, равной 240 г. Для увеличения достоверности проводилось 8—10 измерений на каждом режиме. Индицирование двигателя проводилось с помощью пьезокварцевого датчика и цифрового анализатора DA3418 австрийской фирмы AVL с шагом 1° поворота коленчатого вала.

В результате испытаний выяснилось следующее.

1. Дизель четко запускается при длительности тока не более 3×10^{-3} с и давлении топлива в аккумуляторе в пределах от 25 до 40 МПа. Продолжительность пуска (от начала прокрутки коленчатого вала до достижения частоты вращения холостого хода 400 мин$^{-1}$) составляет 17—20 с при температуре масла, равной 300—303 К, и 11—12 с при температуре 327—328 К. Пуск одинаково эффективен как при работе дизеля на двух форсунках, так и на одной.

2. Регулятор устойчиво поддерживает частоту вращения коленчатого вала в пределах от 300 мин$^{-1}$ до 850 мин$^{-1}$. На переходных режимах неустойчивой работы дизеля не наблюдается.

3. Изменение угла опережения впрыскивания топлива в пределах от 3 до 18° угла поворота коленчатого вала показало, что оптимальная величина этого параметра равна 15,2°.

4. Испытания при давлении в топливном аккумуляторе в пределах от 25 до 40 МПа показали, что его оптимальная величина на холостом ходу составляет 35 МПа.

5. Уменьшение часового расхода топлива при работе дизеля, оборудованного аккумуляторной системой топливоподачи, составило 7,2 %. Этот результат получен при следующих условиях: частота вращения коленчатого вала равна 400 мин$^{-1}$; угол опережения впрыскивания топлива — 15,2°; давление в аккумуляторе — 35 МПа.

6. Пропуски рабочих циклов, характерные для работы дизелей типа 10Д20,7/2 × 25 и 10ДН20,7/2 × 25,4 на режиме холостого хода, отсутствуют.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Грехов Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
2. **Марков В. А.** Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко. — М.: Легион-Автодата, 2008. — 464 с.
3. **Фофанов Г. А.** Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта [Текст] // Г. А. Фофанов, Д. Н. Григорович, А. С. Нестрахов // Труды ОАО "ВНИИЖТ". — М.: Интекс, 2008. — 144 с.
4. **Федотов Г. Б.** Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование [Текст] / Г. Б. Федотов, Г. И. Левин. — М.: Транспорт, 1983. — 192 с.
5. **Ромашов В. М.** Электромагнитный механизм управления форсунками дизелей [Текст] / В. М. Ромашов, А. Н. Филин // Тракторы и сельхозмашины. — 1974. — № 10. — С. 23, 24.
6. **Крохотин Ю. М.** Аккумуляторные топливные системы с быстродействующими форсунками — средство снижения выбросов оксидов азота [Текст] / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. — 2004. — № 8. — С. 12—14.
7. **Крохотин Ю. М.** Регулирование эдектрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы [Текст] / Ю. М. Крохотин // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 9. — С. 30—31.

УДК 629.3.02.027.3

И. В. Воробьев, канд. техн. наук, **В. О. Малютин**, асп. МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ВЛИЯНИЕ ИЗНОШЕННЫХ АМОРТИЗАТОРОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ АВТОМОБИЛЯ

Амортизаторы являются одним из наиболее значимых элементов подвески, которые обеспечивают сцепление колеса во время колебаний подвески, сообщаемых автомобилю неровностями дорожного полотна.

Ключевые слова: *автомобили, амортизаторы, безопасность, нормативная документация, технические неисправности, тормозной путь.*

Официальная статистика ДТП (табл. 1), происходящих вследствие технических неисправностей транспортных средств, не велика и с каждым годом имеет положительную динамику.

Тем не менее, сравнительные тесты по оценке влияния изношенных амортизаторов на поведение автомобиля (табл. 2) показали, что тормозной путь автомобиля, у которого все амортизаторы изношены на 50 %, при движении по прямой на сухой дороге со скоростью 80 км/ч увеличивается на 1,5 м. Эффект еще более заметен на автомобилях, оборудованных антиблокировочной тормозной системой (АБС) и системой курсовой устойчивости (ESP). Работа этих электронных систем основана на сигналах, получаемых от колес. Когда колесо "скачет" по дороге, его угловая скорость непостоянна, и из-за этого в центральный процессор поступают "неправильные" сигналы. Тормозной путь автомобиля с изношенными на 50 % амортизаторами на заснеженной дороге увеличивается на 6 м.

Исходя из вышесказанного необходимо признать факт влияния неисправностей подвески на активную безопасность автомобилей. Транспортные средства с неисправными элементами подвески не должны допускаться к эксплуатации.

Среди требований по безопасности к техническому состоянию автотранспортных средств и методов их проверки при допуске к эксплуатации на территории Российской Федерации, регламентируемых ныне действующим ГОСТ Р 51709—2001, требования к амортизаторам, равно как и к другим элементам подвески автомобилей, отсутствуют. Это приводит к тому, что при выполнении контроля на пунктах государственного технического осмотра состояние подвески определяется лишь органолептическим методом, без применения средств технического диагностирования. Однако при диагностике состояния амортизаторов этот метод позволяет выявить только внешние повреждения амортизатора — коррозию, задиры, деформацию корпуса или штока, нарушение герметичности уплотнений. Изменение же характеристик амортизаторов, например из-за износа клапанов, визуально определить невозможно.

Характеристики амортизаторов легковых автомобилей отражены в ОСТ 37.001.440—86, который устанавливает общие технические требования к амортизаторам. Этим документом можно руководствоваться лишь при диагностике демонтированных амортизаторов, установленных на специальный стенд. При данном методе диагностики измеряют усилия сжатия и от-

Таблица 1

Показатель	Общая аварийность транспортных средств			Аварийность неисправных транспортных средств		
	2007 г.	2008 г.	2009 г.	2007 г.	2008 г.	2009 г.
Число ДТП	233 809	218 322	203 603	2221	1725	1389
Погибло, чел	33 308	29 936	26 084	424	351	252
Ранено, чел	292 206	270 883	257 034	2912	2300	1972

Таблица 2

Оснащение автомобиля	Тормозной путь при разном ресурсе амортизаторов	
	100 %	50 %
Без АБС	37,5 m	39,1 m (+4,3 %)
АБС	38,2 m	43,6 m (+14,1 %)
Без ESP	30,7 m	33,5 m (+9,1 %)
ESP	30,3 m	36,4 m (+20,1 %)

боя на разных режимах. Полученные характеристики сравнивают с номинальными. Однако из-за высокой стоимости оборудования и трудоемкости диагностики применение этого метода на пунктах государственного технического осмотра и на станциях технического обслуживания не представляется возможным.

Таким образом, на сегодняшний день в нашей стране не существует нормативной документации, определяющей параметры диагностики состояния элементов подвески автомобилей. Кроме того, очевидно, что для повышения точности проверки амортизаторов при эксплуатации автомобилей необходимо использовать доступные средства технического диагностирования.

Существует несколько методов диагностирования состояния амортизаторов, основанных на оценке колебаний кузова автомобиля.

Диагностику *методом инерционного торможения* проводят на стенде, состоящем из вмонтированных в пол платформ с датчиками, вычислительного устройства и монитора. Для проведения измерений автомобиль плавно заезжает на платформы, после чего производит резкое торможение. При этом кузов начинает колебаться. Датчики фиксируют изменение нагрузки на платформы. По числу и интенсивности колебаний вычислительное устройство оценивает эффективность работы амортизаторов. Точность измерения этим способом невелика и целиком зависит от конструкции подвески автомобиля.

Другой метод диагностики, так называемый *шок-тест подвески*, проводится на стенде, состоящем из небольшого пневматического подъемника и устройства с подпружиненными рычагами, отслеживающего вертикальные перемещения кузова. Автомобиль устанавливают на платформу передними или задними колесами. Рычаги устройства зацепляют снизу за колесные арки. Колеса испытуемой оси приподнимаются на высоту 10 см, а затем резко опускаются, вызывая колебания кузова. По результатам теста компьютер стенда вычисляет коэффициент затухания колебаний для каждого амортизатора испытуемой оси. Этот метод оценивает работу подвески только при малых скоростях движения штока амортизатора и позволяет определить только два граничных состояния амортизатора: либо амортизатор полностью вышел из строя, либо амортизатор подклинивает или его заклинило полностью. Определить степень износа амортизатора в этом случае невозможно.

Частным случаем шок-теста подвески является *метод раскачки кузова*. При диагностике этим методом используют специальный прибор, состоящий из блока, в котором размещены ультразвуковой датчик, вычислительное устройство, управляющие клавиши и дисплей, а также источника ультразвука. Блок закрепляется на крыле автомобиля, а источник устанавливается на опорную поверхность рядом с колесом. В память устройства предварительно вводят опорные данные автомобиля, которыми являются результаты измерений, полученные на аналогичном автомобиле с заведомо исправными амортизаторами. Крыло с закрепленным блоком однократно толкают вниз. Прибор регистрирует колебания и вычисляет коэффициент их затухания. Данный метод не получил широкого распространения из-за низкой точности измерений.

Наиболее достоверным и удобным способом проверки состояния амортизаторов является оценка колебаний подрессоренных масс, а не кузова автомобиля, на специальных стендах.

Данные стенды подразделяются на два основных вида. Первый вид — это стенды с резонансным *методом измерения амплитуды колебаний*. Принцип работы таких стендов заключается в том, что на каждой оси автомобиля поочередно производится возбуждение колебаний измерительной платы. Частота колебаний увеличивается до достижения резонанса подвески, при котором достигается максимальный ход амортизаторов. Затем принудительное возбуждение колебаний прекращается, и производится анализ картины затухающих колебаний.

Данный метод позволяет определить степень износа амортизаторов относительно эталонных параметров нового амортизатора. Для наглядности компьютер стенда пересчитывает полученные значения амплитуд в "процентный коэффициент эффективности амортизатора".

Действие второго вида стендов основано на широко распространенном *методе EUSAMA* (European Association of Shock Absorber Manufacturer — Европейская ассоциация производителей амортизаторов) и заключается в использовании вибрационных колебаний измерительной пластины с заданной частотой.

В процессе диагностики измеряется статическая масса колеса, затем осуществляется периодическое возбуждение колебаний с частотой 25 Гц. При этом измерительная плата перемешается как жесткое звено. Получившаяся в результате динамическая масса колеса сравнивается со статической массой. Затем рассчитывается удельное время сцепления колеса с дорогой.

Результаты проверки амортизаторов с использованием приборов и стендов выдаются на дисплей и в виде

распечатки. В ней могут присутствовать графики колебаний, массовая нагрузка осей, значения вычисленных показателей для каждого амортизатора, разность показателей для колес одной оси и т. п.

Проверка состояния элементов подвески с использованием средств технического диагностирования целесообразна не только при проведении государственного технического осмотра, но и при выполнении работ по техническому обслуживанию и текущему ремонту легковых автомобилей на станциях технического обслуживания.

В этой связи актуальными являются исследования, направленные на разработку методики управления техническим состоянием подвески в зависимости от ее типа, конструкции и характеристик, а также параметров по массе автомобиля. Результаты этих работ должны послужить основой для внесения изменений и дополнений в существующие нормативно-правовые документы, регламентирующие требования к техническому состоянию автотранспортных средств по безопасности дорожного движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Васильев М.** Амортизаторы, виды амортизаторов, устройство и принцип работы [Текст] / М. Васильев [Электронный ресурс]: autocry. URL: http://autocry.narod.ru/hod/amo/.
2. **Вахламов В. К.** Автомобили: Основы конструкции [Текст] / В. К. Вахламов. М.: Издательский центр "Академия", 2004. — 528 с.
3. **Даиэлс Дж.** Современные автомобильные технологим [Текст] / Дж. Даиэлс. М.: Астрель, 2007. — 223 с.
4. **Конструкция** и устройство амортизатора [Электронный ресурс]:автомастер. URL: http://amastercar.ru /articles/suspension_of_car_4.shtml.
5. **Контроль** амортизаторов [Электронный ресурс]:Sachs Россия. URL: http://www.zf.com/eu/content/ ru/russia/sachs_ru/products_sachs_ru/suspe-suspe_sachs_m/shock_absorber_testing_ru/shock_absorber_testing.html.
6. **Круглов Д.** Диагностика амортизаторов легковых автомобилей [Текст] / Л. Круглов [Электронный ресурс]: // Новости авторемонта, 2006. — № 45. URL: http://www.remontauto.ru/.
7. **Методы** диагностики неисправностей амортизаторов [Электронный ресурс]: автобазар. URL: http://avtobazar.com/ pages/ammo.htm.
8. **Ткач А.** Мягко подстелили... [Электронный ресурс] // Новости авторемонта, 2002. — № 3. URL: http://www.remontauto.ru/

Грузовик

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ
принимает подписку на журнал на 2013 г.

Индексы: 37349 – “Роспечать”, 39799 – “Пресса России”, 25782 – “Почта России”

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

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией
в отдел продаж, маркетинга и рекламы. 107076, Москва, Стромынский пер., д.4.
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499) 269-48-97.
E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

УДК 629.341:004.891.3

В. А. Максимов, д-р техн. наук, проф., МАДИ,
В. В. Гребенюк, инж., ООО "РЕХАУ",
Р. И. Исмаилов, канд. техн. наук, **А. В. Дунин**, инж., **Г. Д. Князьков**, инж.,
С. В. Рощак, канд. техн. наук, ГУП "Мосгортранс"
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОПЕРАТИВНОГО УЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОБУСОВ

Рассмотрена проблематика эксплуатации нового подвижного состава, поступающего в ГУП Мосгортранс, приведено описание варианта диагностического комплекса для определения параметров работоспособности городских автобусов.

Ключевые слова: *городские автобусы, диагностический комплекс, транспортное средство, пассажирские перевозки, электронные системы управления, рабочие процессы.*

В настоящее время в пассажирские автобусные парки г. Москвы поступает новый низкопольный подвижной состав, который имеет основные узлы и агрегаты с электронными системами управления рабочими процессами. Они изготовлены различными производителями. Указанные электронные системы управления рабочими процессами основных узлов и агрегатов автобуса разделены на различные блоки контроля и программы, которые не связаны в единую архитектуру. Проблема объединения этих электронных систем контроля работы и исправности основных узлов и агрегатов до сих пор не решена. При его эксплуатации возникают неисправности и отказы штатного оборудования, которые невозможно своевременно определять и прогнозировать с помощью имеющихся систем контроля и диагностики. Часть проблем эксплуатационного характера возникает по халатности водителя автобуса, но его вину при этом доказать не удается.

Для решения указанных вопросов был разработан бортовой диагностический комплекс (БДК) автобуса (рисунок).

Он позволяет в реальном времени контролировать и фиксировать информацию по следующим параметрам (интервал 2 с — может меняться):

1. Контроль уровня масла в расширительном баке привода вентилятора системы охлаждения ДВС для предотвращения выхода из строя гидравлической муфты вентилятора системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания автобуса из-за отсутствия ежедневного технического осмотра автобуса или появления утечки масла (уровень масла в расширительном бачке ниже эксплуатационного уровня в течение длительного периода времени). При снижении уровня гидравлической жидкости на время более 30 с водителю на текстовом дисплее отображается сообщение с мигающей подсветкой и звуковой сигнализацией: "Низкий уровень масла в гидромуфте!" и производится запись ошибки на сменный носитель информации.

2. Дополнительный контроль температуры ОЖ для исключения перегрева ДВС автобуса вследствие больших потерь охлаждающей жидкости и/или эксплуатации автобуса с перегретым двигателем (низкий уровень охлаждающей жидкости в системе охлаждения, отсутствие ежедневного технического осмотра автобуса). В моторном отделении на подающем трубопроводе установлена термопара, с которой производится запись на сменный носитель информации температуры в градусах Цельсия. При превышении температуры заданного значения, например 110 °С, водителю на текстовом дисплее отображается сообщение с мигающей подсветкой и звуковой сигнализацией: "Перегрев двигателя, прекратить движение!" запись на сменный носитель информации не производится, ошибка регистрируется на текстовом дисплее.

3. Дополнительный контроль частоты вращения коленчатого вала ДВС автобуса.

4. Дополнительный контроль пройденного автобусом пути.

5. Дополнительный контроль скорости движения автобуса.

Параметры пунктов 3—5 позволяют оценивать сложность условий эксплуатации подвижного состава.

Принципиальная схема БДК автобуса

Кроме того, дополнительный контроль оборотов коленчатого вала ДВС и пройденного пути позволяет оценивать "человеческий фактор" и причины выхода из строя турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания автобуса из-за длительной работы ДВС на холостом ходу (это нарушение водителем инструкции по эксплуатации). В результате создаются условия недостаточного количества масла в турбокомпрессоре и, как следствие этого, его перегрев и отказ.

6. Для предотвращения выхода из строя АКПП автобуса по причине движения "накатом" с включенной водителем нейтральной передачей для экономии топлива происходит информирование водителя и запись самописцем данных о включенной передаче, скорости движения и пройденном пути. Это позволяет технической службе предприятия "идентифицировать" и инструментально доказать вину водителя при отказе АКПП.

7. Контроль уровня топлива в топливном баке автобуса в реальном масштабе времени для экономии и исключения хищений топлива водителем автобуса.

8. Хронологический контроль температуры воздуха в пассажирском салоне автобуса для обеспечения технических требований к микроклимату в салоне, а также информирования водителя об отклонениях от заданных пределов температуры.

9. Фиксирование и индикация об излишне динамичном стиле вождения автобуса водителем, который снижает комфортность поездки пассажиров и ведет к повышенным износам тормозных колодок, шин, перерасходу топлива посредством датчика акселерометра и показаниям о работе других датчиков (набор скорости и торможение относительно времени).

Данные об указанных параметрах позволяют расширить возможности диагностирования, более качественно определять технического состояние автобуса, информировать об этом водителя и руководство технической службы предприятия, а также идентифицировать и инструментально доказать вину водителя при отказе соответствующего узла или агрегата автобуса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Краткая** характеристика бортового диагностического комплекса городского автобуса / В. В. Гребенюк, В. А. Максимов, Р. И. Исмаилов, А. В. Дунин, Г. Д. Князьков, С. В. Рощак // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: Материалы XIV Междунар. науч.-практ. конф. Владим. гос. ун-т. — Владимир, 2011. — С. 155—159.
2. **Техническая** эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и дополн. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. — М.: Наука, 2001. — 535 с.

УДК 629.3.02-192
Е. А. Комов
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проблемой является обеспечение и повышение надежности изделий при одновременном сокращении затрат на их техническое обслуживание и ремонт. Решение проблемы — совместное проведение необходимых технико-экономических мероприятий в сфере производства и эксплуатации.

Ключевые слова: *надежность, конструктивно-технологические мероприятия, транспортная техника, автотранспортные предприятия, организация перевозок, квалификация инженерно-технического состава.*

Экономическое содержание проблемы надежности — определение обоснованной цены на транспортные машины повышенной надежности, которая компенсирует дополнительные затраты, требуемые в сфере производства, и создает необходимую экономию в конкретных условиях эксплуатации.

Однако в процессе реформирования отечественного автомобильного транспорта (АТ) и особенно в начальном периоде полагалось, что достаточно по образцу развитых стран сертифицировать транспортную технику и материалы, лицензировать право проведения ТО и Р, ужесточить государственный технический контроль. Считалось, что этого будет достаточно для обеспечения необходимого уровня эксплуатационной надежности быстрорастущего парка, его дорожной и экологической безопасности. Все остальные вопросы технической эксплуатации автомобилей (ТЭА), как тогда полагали, "решит рынок", а регулирующая роль государства в этой сфере деятельности должна быть сведена к минимуму [1].

В результате за последние годы на общегосударственном и региональном уровнях стран СНГ практически не принимались решения и не издавались документы (законы, нормативы и т. д.), определяющие техническую политику в сфере ТЭА, т. е. в сфере обеспечения работоспособности парка транспортных машин. В с этим отрасль АТ утратила свою роль организатора технической политики [1].

Произошедшие изменения в ТЭА относятся к изменениям в сфере культуры труда, т. е. к изменениям условий эксплуатации АТ, под которыми подразумеваются уровень совершенства методов организации перевозок грузов и пассажиров, ТО и Р, развитие материально-технической базы АТП, хранение подвижного состава, степень обеспеченности и качество эксплуатационных материалов и запасных частей, а также квалификация и личные качества инженерно-технического состава, водителей и ремонтно-обслуживающего персонала [3].

Основные изменения в ТЭА произошли в структуре АТП, которая, как показывает проведенный анализ, полностью соответствует современной рыночной структуре парка, например ,США, где 85 % "транспортных предприятий" имеют количество автомобилей до пяти ед. Однако для стран СНГ этот уровень относится к уровню структуры 1927 г. В СССР на протяжении многих лет проводилась сознательная научно обоснованная политика укрупнения АТП, объясняемая связью размера предприятий с производительностью и себестоимостью перевозок. Поэтому, например, в 1967 г. средний размер транспортных предприятий в Главмосавтотрансе составлял 535 ед.

Общеизвестно, что между методами эксплуатационной надежности и размерами АТП в ТЭА существует не только количественная, но и качественная связь. При росте предприятий увеличивается производственная программа по ТО и Р. Это позволяет менять характер производства, уровень его механизации, а при больших программах — и уровень автоматизации и, таким образом, сокращать затраты на ТО и Р и создание производственной базы. Однако при малых производственных программах реальные пути значительного сокращения затрат на ТО и Р и увеличения надежности по существу находятся вне сферы эксплуатации.

Именно поэтому, начиная с 1965 г., представители автомобильной промышленности и нефтяных компаний, обеспокоенные удорожанием услуг по ТО и Р в малых автотранспортных предприятиях (МАТП) и,

соответственно, сокращением рынка сбыта автомобилей, стали создавать крупные станции технического обслуживания (СТО), что в ТЭА оценивается как "процесс вмешательства промышленности" в сферу эксплуатации, который нацелен не только на обеспечение эксплуатационной надежности производимых транспортных средств, но, прежде всего, на гарантированное увеличение прибыли промышленности [1].

Сегодня абсолютное большинство СТО работает по рекомендациям инструкций заводов-изготовителей, где зачастую проведение ТО и Р является для владельцев машин достаточно дорогим удовольствием, поскольку инструкции определяют в основном лишь набор фиксированных операций и их строгую периодичность. Поэтому индивидуальные владельцы транспортных машин используют эти инструкции только на гарантийном периоде эксплуатации и из-за этого, например, в США сегодня на долю дилеров приходится только 15 % объема услуг на ТО и Р и главным образом в течение первых двух лет эксплуатации нового автомобиля (более 60 %). В Швеции это только 27 % владельцев индивидуальных автомобилей [1].

Однако в современных МАТП и на АТ в целом существует явная тенденция на былое, но абсолютно иное качественное возрождение необходимого уровня развития ТЭА. Основой возрождения ТЭА на АТ является всемирный процесс глобализации технической диагностики (ТД) и технического контроля (ТК), обусловленный острой необходимостью обеспечения безопасности жизнедеятельности человека [3]. Именно с этой целью автомобильная промышленность оснащает практически все транспортные средства компьютерными системами управления, которые обеспечивают заданный уровень их безопасности. С учетом насыщения транспортных машин средствами ТД и ТК современная техническая эксплуатация располагает практически неограниченными возможностями постоянного непрерывного либо периодического измерения параметров, характеризующих эксплуатационную надежность транспортных машин и, соответственно, возможностью перехода ТЭА к индивидуальным или адаптивным системам ТО и Р.

Особенность индивидуальных систем ТО и Р состоит в том, что они ориентированы на учет конкретных (индивидуальных) условий эксплуатации каждой транспортной машины и поэтому эти системы способны приблизить (адаптировать) моменты проведения профилактических воздействий машины к их оптимальным значениям.

Переход ТЭА к индивидуальным системам ТО и Р позволит на АТ, во-первых, исключить субъективное отношение человека к рекомендациям заводов изготовителей и, во-вторых, снизить или ликвидировать полностью тенденцию изготовителей автомобилей к необоснованному проведению частых плановых профилактических операций.

Основой широкого использования в современной ТЭА индивидуальных системах ТО и Р является наличие на АТ необходимых и достаточных условий организации таких систем.

Первое условие — это использование для управления работоспособностью транспортных машин лишь той информации, которая применяется для управления рабочими процессами машины, что обеспечит связь ТЭА с реальными процессами работы транспортной машины.

Второе условие — обязательное использование обоснованных и общепризнанных наукой ТЭА методик расчета периодичности профилактических воздействий транспортных машин, что позволит исключить "коммерческий" подход заводов изготовителей к назначению моментов профилактики машин.

Научной основой реализации двух необходимых условий организации на АТ индивидуальных систем ТО и Р является система "ОР-Д-УН" — планово-предупредительная система, разработанная Харьковским национальным автомобильно-дорожным университетом (ХНАДУ) под руководством проф. Н. Я. Говорущенко [3], предусматривающая для обеспечения необходимого уровня эксплуатационной надежности транспортных машин проведение воздействий трех видов: обязательные работы (ОР); диагностика (Д); устранение неисправностей (УН).

Особенность системы "ОР-Д-УН" и ее основная научная идея состоит в энергетическом подходе к оценке ресурса машин. Ресурс транспортной машины определяется ее физическими возможностями поглощать, преобразовывать или передавать в определенных условиях некоторый суммарный объем энергии. Эту энергию машина получает из внешней среды в виде некоторого объема топлива. Поэтому, например, ее пробег (L_{kp}) до капитального ремонта (КР) — это лишь одно из возможных отражений ресурса. Ресурс в целом, обусловлен проектировщиками, конструкторами, технологами и непосредственными изготовителями транспортной машины и на практике пробег является лишь следствием "физических" возможностей машины по эффективной "переработке" заданного объема топлива (Q_{kp}), энергия которого используется транспортной машиной для своей работы.

Поэтому расчет периодичности профилактических воздействий в системе "ОР-Д-УН" ведется по расходу топлива, что составляет первое принципиальное отличие этой системы от традиционной среднестатистической системы ТО и Р.

Согласно исследованиям ХНАДУ суммарный расход топлива Q_{kp} за пробег до КР (L_{kp}) либо расход Q_{Ln} за любой плановый пробег (L_n) до профилактического воздействия, например, при работе грузового автомобиля составляет [4]:

$$Q_{kp} = L_{kp}(H_о + H_д qyb)k_у/100, \text{ л}; \quad (1)$$

$$Q_{Ln} = L_n(H_о + H_д qyb)k_у/100, \text{ л}, \quad (2)$$

где L_{kp} — пробег до КР, км; L_n — пробег до воздействия планового, км; $H_о$ — норма расхода топлива для порожнего автомобиля, л/100 км; $H_д$ — норма расхода топлива дополнительная, л/100 км; q — грузоподъемность автомобиля номинальная, т; y — коэффициент использования грузоподъемности автомобиля; b — коэффициент использования пробега автомобиля; $k_у$ — коэффициент корректировки, учитывающий условия эксплуатации автомобиля.

Для более тяжелых условий эксплуатации суммарный расход топлива, являясь фиксированной величиной для каждого конкретного автомобиля, имеет меньший пробег (ресурс) своего использования, т. е. пробег реализации топлива, поэтому система "ОР-Д-УН" предусматривает коэффициенты корректирования ($k_у$) пробега до КР. Более тяжелые условия ведут к росту расхода топлива на километр пробега автомобиля, т. е. к росту удельного значения, представляющего на АТ норму расхода топлива на 100 км пробега (см. табл. 1.1 [4]).

Согласно теоретическим основам системы "ОР-Д-УН", косвенным отражением средней "нагрузки" машины в тех или иных условиях эксплуатации является ее средняя техническая скорость (V_T). Использование показателя V_T в качестве основного и единственного критерия оценки средних нагрузок на транспортную машину, а соответственно и критерия оценки всего спектра возможных условий эксплуатации любой транспортной машины, составляет второе принципиальное отличие системы "ОР-Д-УН" от среднестатистической системы.

Анализ информации, циркулирующей в контроллерах современных электронных систем управления двигателем (ЭСУМ) показал, что здесь обязательно присутствуют данные о средних значениях параметров V_T и $H_о$, т. е. технические решения абсолютно всех ЭСУМ позволяют рассматривать систему "ОР-Д-УН" как необходимое условие внедрения на АТ индивидуальных систем ТО и Р.

Условие № 3, т. е. достаточное условие внедрения индивидуальных систем ТО и Р — это обязательное наличие в МАТП телематических систем на базе приемников ГЛОНАСС/GPS, которые сегодня широко используются в системах информационного обеспечения безопасности перевозок грузов и пассажиров и которые, как отмечают исследователи Московского автомобильно-дорожного института (государственный технический университет) — МАДИ (ГТУ) [5], часто внедряются без учета требований к эффективности их использования в рамках единой телематической среды.

Вывод состоит в том, что в современных условиях культуры труда АТ обеспечить необходимый уровень эксплуатационной надежности транспортных машин возможно лишь на основе индивидуальных систем ТО и Р, где эффективной теоретической базой являются положения системы "ОР-Д-УН", которые на практике могут быть реализованы в виде интеллектуальных телематических систем на базе приемников ГЛОНАСС/GPS.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Российская** автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. — Т. 3. — М.: РООИП — "За социальную защиту и справедливое налогообложение", 2000. — 456 с.
2. **Клюев В. В.** Глобализация технической диагностики и неразрушающего контроля / Контроль. Диагностика. 2004, № 8. — С. 3—6.
3. **Говорущенко Н. Я., Варфоломеев В. Н.** Экономическая кибернетика транспорта. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. — 218 с.
4. **Положение** о профилактическом обслуживании и ремонте транспортных машин (Методические рекомендации). — Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. — 39 с.
5. **Власов В. М., Смирнов А. Б., Жанказиев С. В.** Применение интеллектуальных телематических систем для оперативной оценки технического состояния автотранспортных средств / Сборник научных трудов по материалам 67-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ(ГТУ): "Проблемы технической эксплуатации подвижного состава автомобильного транспорта". — М.: МАДИ (ГТУ), 2009. С. 6—17.

УДК 629.351.083.4

В. А. Коньков, канд. техн. наук, проф., **А. Ю. Чеканов**, асп., МАДИ
E-mail: chizov_nik@mail.ru

ПОДДЕРЖАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТАНЦИЯХ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

Значительный рост объема грузовых перевозок с перераспределением в пользу автомобильного транспорта неуклонно и весьма интенсивно влечет за собой прирост парка грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *парк грузовых автомобилей, услуги технического сервиса, поддержание технического состояния, сервисные центры, спрос на услуги, обслуживание клиентов.*

Опережающий и не всегда регулируемый рост парка грузовых автомобилей и недостаточное развитие сервисной сети обуславливают увеличение спроса на услуги технического сервиса. Пропускная способность существующих мощностей становится недостаточной — образуются очереди на обслуживание, что негативно влияет на удовлетворенность клиентов, как следствие — снижаются объемы продаж автомобилей данной марки. Решение вопроса увеличения пропускной способности и уменьшения очередей находится в области развития технического сервиса: формирование и развитие сервисной сети, совершенствование обслуживания клиентов и т. д.

И если с отечественным подвижным составом проблема стоит не столь остро — все-таки большую часть парка можно поддерживать в технически исправном состоянии в соответствующих АТП, то для импортного подвижного состава, оснащенного современными электронными системами, необходимо для обслуживания и ремонта специальное диагностическое оборудование, подготовленный персонал и информационное обеспечение.

СТО грузовых автомобилей обеспечивают поддержание технического состояния грузовых автомобилей и автобусов на их базе, прицепов и полуприцепов. Станции создаются преимущественно для обслуживания автомобилей одной, реже — нескольких марок. Учитывая специфику эксплуатации грузовых автомобилей, существует потребность создания совокупности соответствующих СТО, именуемой в дальнейшем сервисной сетью, осуществляющей обслуживание и ремонт автомобилей выбранных марок исходя из потребностей по видам обслуживания и ремонта.

Авторизованная сервисная сеть складывается из дилерских и партнерских СТО и сервисных центров. Дилерские СТО и сервисные центры принадлежат заводу-производителю или его официальному представителю в регионе, а партнерские СТО и сервисные центры принадлежат стороннему лицу. География сети отражает с одной стороны схему базирования парка автомобилей указанной марки, а с другой стороны — транспортные коридоры основных грузопотоков, среди которых выделяются следующие:

- "Запад — Восток": Минск — Смоленск — Москва — Тольятти — Самара — Уфа — Челябинск — Тюмень — Омск — Новосибирск — Кемерово — Красноярск — Иркутск — Улан-Удэ — Хабаровск — Владивосток;
- "Север — Юг": Хельсинки — Выборг — Санкт-Петербург — Москва — Воронеж — Ростов-на-Дону — Краснодар.

Расстояние между пунктами размещения СТО должно регламентироваться заданным уровнем безотказности автомобиля в рейсе. В зону обслуживания станции может входить от нескольких районов города до нескольких прилегающих областей. Схема сервисной сети также определяется площадью рассматриваемого региона, наличием других сервисных центров, специализирующихся на данных автомобилях, и парком выбранных автомобилей в рассматриваемой зоне обслуживания.

Сервисные станции расположены преимущественно рядом с крупными населенными пунктами вблизи основных автомагистралей. Первое облегчает подвод коммуникаций к СТО, а второе способствует большему обращению клиентов на СТО ввиду наличия не

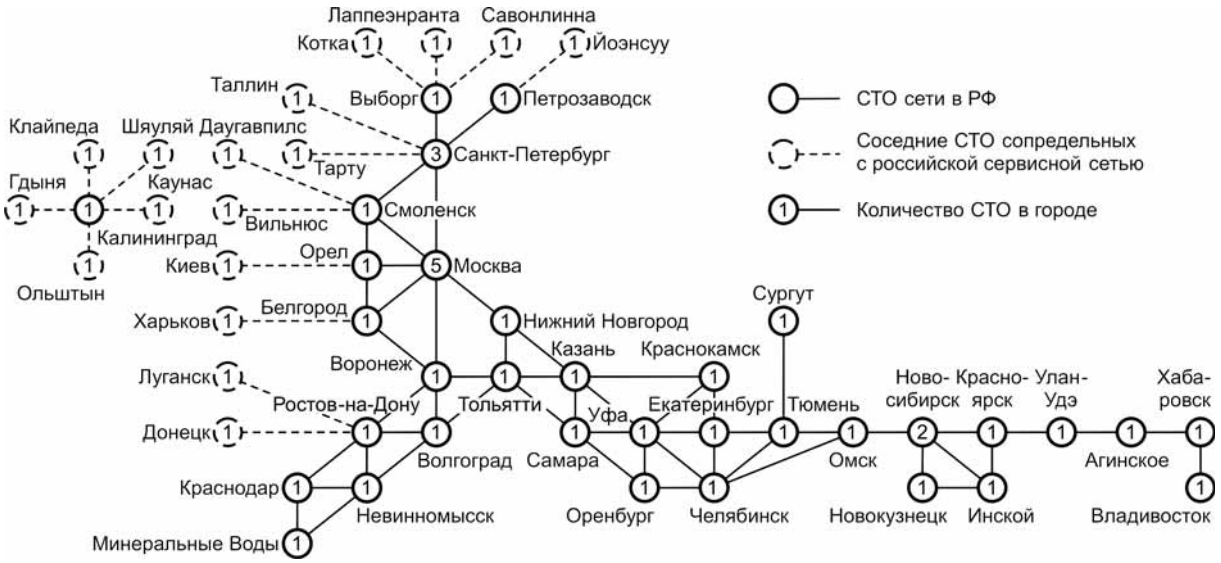


Рис. 1. Схема сервисной сети Volvo в России

Характеристики сервисных сетей для грузовых автомобилей европейского производства в России

Сервисная сеть	MAN	Renault	Scania	Volvo
Число городов размещения СТО в РФ	29	20	28	34
Число действующих СТО в РФ	38	29	34	41
Число соседствующих с российскими СТО в сопредельных государствах	22	21	14	17
Среднее число СТО в городе размещения	1,31	1,45	1,21	1,21
Условная протяженность сервисной сети, км	12 122	10 140	11 704	13 668
Среднее расстояние между городами размещения СТО, км	495	590	485	470

только подвижного состава региона, но и транзитного транспорта.

Для примера можно рассмотреть сервисную сеть автомобилей Volvo в России. СТО расположены преимущественно в крупных городах вблизи основных автомагистралей. Большинство СТО ориентированы на обслуживание всех классов автомобилей (рис. 1). Размеры СТО и объем комплекса оказываемых услуг определяются размерами парка в регионе, классами обслуживаемых автомобилей [1], пробегами, наличием ПТБ клиентов, уровнем надежности подвижного состава и прочими факторами, связанными с потребностью в заездах. Характеристики сервисной сети приведены в таблице и учитывают СТО, расположенные как на территории страны непосредственно, так и в сопредельных государствах. Для сравнения приведены характеристики сервисных сетей MAN, Renault и Scania, имеющих сходную конфигурацию с Volvo.

Параметры, характеризующие сервисную сеть, напрямую зависят от размера парка в регионе. К таким параметрам можно отнести среднее расстояние между городами размещения СТО, число городов размещения СТО в регионе и числа действующих СТО в сети (рис. 2).

Как указывалось выше, сервисной сетью именуется совокупность соответствующих СТО, которая позволяет решать вопросы минимизации времени невозможности выполнения по техническому состоянию подвижного состава транспортной работы и оптимизации перечня услуг, оказываемых на конкретной

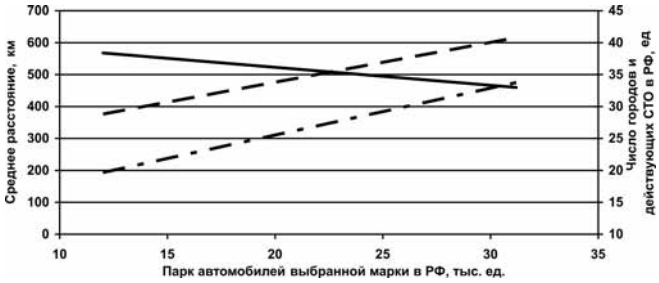


Рис. 2. Характеристики сервисных сетей в России:

— · — — число городов размещения СТО в РФ, ед.; – – — число действующих СТО в РФ, ед.; —— — среднее расстояние между городами размещения СТО, км

СТО данной сети. Решение можно получить применяя модель размещения объектов сервисной сети S по формуле (1).

Спрос на различные услуги СТО зависит от парка подвижного состава, автомобили на СТО поступают со стоянок клиентов. Необходимо разместить СТО таким образом, чтобы общие затраты на строительство, эксплуатацию, транспортировку автомобилей клиентов на СТО и потери от некачественного обслуживания владельцев подвижного состава были наименьшими.

В данной модели размещения сервисной сети требуется найти такие x_j^q и $N_{ijr}^y \geqslant 0$ ($i = 1, 2, ..., k$; $j = 1, 2, ..., m$; $r = 1, 2, ..., R$; $q = 1, 2, ..., Q$; $y = 1, 2, ..., z$), при которых достигается минимум совокупных затрат и потерь:

$$S = f\left(P_j^q, C_j^q, x_j^q, C_{ijr}^y, N_{ijr}^y\right) \to \min, \qquad (1)$$

где i — номер клиента; j — номер СТО; r —класс автомобиля [1]; q — номер варианта развития СТО; y — номер услуги, оказываемой на СТО; k — число клиентов; m — число СТО; R — число классов автомобилей; Q_j — число возможных вариантов развития j-й СТО; z_j — число услуг, оказываемых на j-й СТО; P_j^q — приведенные затраты на j-й СТО согласно q-му варианту; C_j^q — потери за счет траты времени владельцев подвижного состава (некачественного обслуживания) на j-й СТО, развивающейся согласно q-му варианту (учет простоя подвижного состава клиента в ожидании проведения ТО и Р, ожидании запчастей, при повторном обращении на СТО с той же неисправностью); x_j^q — искомая величина, равная 1, если для j-й СТО выбирается q-й вариант развития, и равная 0 в противном случае; C_{ijr}^y — потери i-го клиента при закреплении автомобилей r-го класса за j-й СТО для оказания y-ой услуги (учет расстояния перегона автомобиля от пункта базирования до СТО); N_{ijr}^y — искомая производственная программа по оказанию y-ой услуги автомобилям r-го класса i-го клиента на j-й СТО [2].

Для модели должен быть выбран только один вариант развития пункта базирования СТО (2):

$$\sum_{q=1}^{Q_j} x_j^q = 1 \quad (j = 1, 2, ..., m). \qquad (2)$$

Потери i-го клиента при закреплении автомобилей r-го класса за j-й СТО для оказания y-ой услуги $\left(C_{ijr}^y\right)$ оцениваются в стоимостном выражении по формуле

$$C_{ijr}^y = l_{ijr}^y c_r s_{ijr}^y, \qquad (3)$$

где l_{ijr}^y — расстояние от i-го клиента до j-й СТО, за которой закрепляются автомобили r-го класса для получения y-й услуги; c_r — тариф за 1 км пробега автомобиля r-го класса; s_{ijr}^y — число автомобилей r-го класса i-го клиента, закрепленных за j-й СТО для оказания y-й услуги.

Таким образом, авторизованная сервисная сеть предоставляет клиенту гарантированное качественное и быстрое обслуживание при наличии необходимых площадей, обученного персонала, диагностического оборудования и специальных приспособлений, и, соответственно, минимизации потерь клиентов от невозможности выполнения по техническому состоянию подвижным составом транспортной работы. Для дилера — дополнительную статью доходов, производственную программу СТО, соответствующую ее пропускной способности, удовлетворенность клиентов маркой автомобиля и качеством сервиса и, как следствие, возможность увеличения продаж и, соответственно, увеличения прибыли.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Коньков В. А., Чеканов А. Ю.** Некоторые особенности сервиса грузовых автомобилей / Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: Сборник трудов по материалам 67-ой научно-методической и научно-практической конференции МАДИ (ГТУ). М.: МАДИ, 2009. — С. 104—109.
2. **Напольский Г. М.** Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1993. — 271 с.

УДК [656:338.4](571.65/66)

И. А. Якубович, д-р техн. наук, **Д. А. Пантин**, асп., Северо-Восточный государственный университет, г. Магадан,
E-mail: chizov_nik@mail.ru

О РАЗВИТИИ ТРАНСПОРТНОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ КРАЙНЕГО СЕВЕРО-ВОСТОКА

Показана необходимость развития транспортной системы Крайнего Северо-Востока России для повышения экономического и социального статуса территории, наиболее перспективной с точки зрения использования природно-ресурсного и рекреационного потенциала. Дальнейшее горнодобывающее освоение территории, характеризующейся низкими самовосстановительными возможностями природных комплексов, должно исходить из экологических ограничений.

Ключевые слова: *транспортная система, природно-ресурсный и рекреационный потенциал территории, Крайний Северо-Восток, экологические ограничения, экологические воздействия при строительстве автодорог.*

Развитая сеть автомобильных дорог регионов в целом имеет стратегическое значение для Российской Федерации, связывая обширную территорию страны, обеспечивая массовые автомобильные грузо- и пассажироперевозки, мобильность населения и доступ к материальным ресурсам. В условиях роста промышленного и сельскохозяйственного производства, увеличения объемов строительства, расширения связей между населенными пунктами, требования к объектам транспортной инфраструктуры повышаются, что предполагает дальнейшие ее развитие и модернизацию.

В настоящее время регионами Дальневосточного ФО при поддержке государства взят курс на поступательное экономическое и социальное развитие Дальнего Востока и Забайкалья, в том числе и Магаданской области — наиболее перспективной с точки зрения использования природно-ресурсного и рекреационного потенциала. Только на строительство и реконструкцию участков автомобильной дороги "Колыма", соединяющей Якутск и Магадан, Федеральной целевой программой "Развитие транспортной системы России на 2010—2015 годы" предусмотрено 17591 млн руб.

Реализация Федеральной целевой программы (ФЦП) откроет широкие возможности дальнейшего освоения труднодоступных экономически перспективных территорий, создания новых горнодобывающих предприятий и расширения инфраструктуры существующего горнопромышленного комплекса, его реконструкцию и модернизацию.

Несмотря на некоторое движение, намечающееся в рамках ФЦП, в настоящее время пока еще нерешенной проблемой остается обеспечение транспортной доступности удаленных районов области и территории освоения недр. Развитие транспортной инфраструктуры рассматривается как один из базовых элементов стратегического планирования территории Магаданской области, экономического роста и повышения качества жизни населения. Поэтому социально-экономическое развитие региона напрямую зависит от уровня транспортного обслуживания.

Направление, взятое Транспортной стратегией РФ на период до 2030, предполагает решение целого ряда многоуровневых задач — от обеспечения пространственного единства территории Магаданской области и укрепления межрегиональных связей с республикой Саха (Якутия), Камчатской областью, Чукотским ОА, Хабаровским краем, до создания условий для реализации планируемых международных транспортных перевозок, связанных с формированием транспортной инфраструктуры высокого уровня для ее интеграции в международную транспортную систему.

Географическое положение Магаданской области как одного из периферийных регионов страны, сложный рельеф и наличие целого ряда неблагоприятных природно-климатических факторов, обусловили развитие специфического транспортного комплекса, который представлен в настоящее время исключительно автомобильным транспортом с соответствующей инфраструктурой. Очевидно, что освоение природно-ресурсного и рекреацион-

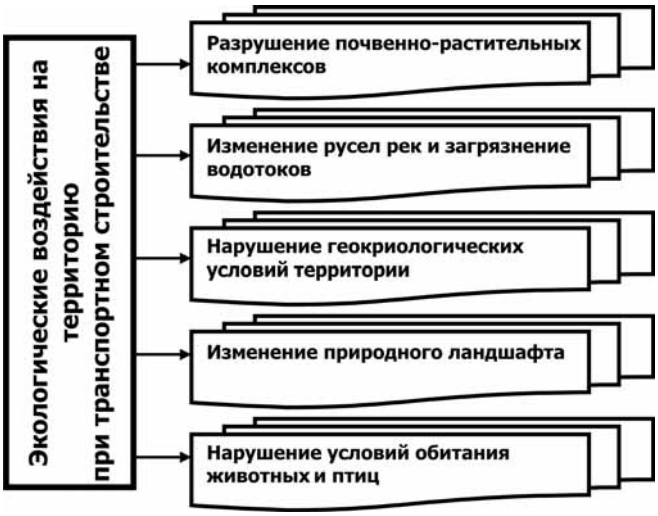


Рис. 1. Структура экологических воздействий при строительстве автодорог

Рис. 2. Перечень некоторых экологических ограничений, учитываемых при строительстве объектов автотранспортного комплекса

ного потенциала, а также экономический рост региона будут способствовать усилению нагрузки на транспортную сеть, и, следовательно, на природные комплексы.

Учитывая крайне низкий самовосстановительный потенциал природных комплексов Крайнего Северо-Востока при освоении территории Магаданской области, развитие транспортной системы региона должно исходить из следующих возможных экологических воздействий (рис. 1).

Экологическое состояние окружающей среды должно учитываться на всех этапах создания транспортной инфраструктуры — от инженерно-геологических изысканий и подготовительных работ (трассирование автодороги, ее строительство) до ее эксплуатации.

Учитывая, что развитие и размещение производительных сил страны, включая объекты производственно-сырьевой базы и транспортной инфраструктуры, в предыдущие годы осуществлялось без должного учета экологических факторов, в настоящее время в ряде городов страны отмечается значительное ухудшение экологического состояния всех компонентов биосферы.

Соблюдение существующего экологического баланса, а также достижение заданного качества окружающей среды должны обеспечиваться путем выполнения жесткого комплекса экологических ограничений по природопользованию и условий по сохранению окружающей среды в процессе строительства автомобильных дорог и создания придорожной инфраструктуры (рис. 2).

Данные требования должны содержать рекомендации по определению экологических ограничений на развитие и размещение объектов транспорта с учетом возможных антропогенных нагрузок. При этом они должны учитывать природно-географическую и экономическую характеристики территории, анализ современного состояния природной среды при существующей инфраструктуре территории, прогноз состояния природной среды с учетом ретроспективного состояния преобладающих (зональных) экосистем и планируемого хозяйственного воздействия, оценку последствий намечаемой природоохранной деятельности для населения, выбор оптимального комплекса природоохранных мероприятий.

Повышение значимости экологической составляющей при создании транспортной инфраструктуры является непременным условием, обеспечивающим нормальное функционирование природных систем.

Строгое соблюдение экологических норм и правил, регламентирующих процессы строительства и эксплуатации объектов транспортного комплекса, позволит разрешить конфликтные ситуации и обеспечит минимальный ущерб природной среде и населению, рациональное потребление природных, материальных, топливно-энергетических и трудовых ресурсов, сохранение биологического разнообразия, безопасное качество воздуха и источников водоснабжения, благоприятное экологическое состояние среды обитания.

УДК 629.113

Нгуен Минь Тиен, канд. техн. наук, **Нгуен Ван Зунг**, канд. техн. наук,
Вьетнамский государственный технический университет им. Ле Куй Дона,
А. Н. Ременцов, канд. техн. наук, д-р пед. наук, проф., МАДИ
E-mail: rementsov@madi.ru

МЕТОДИКА И ПРОЦЕДУРЫ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

В статье представлены алгоритмы поиска неисправностей элементов электронных систем управления двигателем (ЭСУД).

Ключевые слова: *экологические показатели, математическая модель, двигатель, электронные системы управления, диагностическая ценность, приоритетность.*

Введение

Большое значение в социально-экономическом развитии Вьетнама и наибольшие объемы грузовых и пассажирских перевозок осуществляет автомобильный транспорт. Этот вид транспорта является основным в транспортных связях различных регионов страны. При этом большая часть автомобилей импортируется из-за рубежа, меньшая часть собирается внутри страны. Основную часть из них составляют легковые автомобили, оснащенные электронными системами управления бензиновым двигателем (ЭСУД). С ростом количества легковых автомобилей, оснащенных электронными системами управления двигателем, будут увеличиваться объемы работ по поддержанию их в технически исправном состоянии. Вот почему вопросы технического обслуживания и ремонта легковых автомобилей, оснащенных ЭСУД, имеют принципиальное значение.

Наибольшее число отказов в современных автомобилях — около 35 % приходится именно на электрическую часть, около 20 % — на системы зажигания и впрыска, а свыше 10 % — на двигатель. То есть менее надежными являются: электрика; система зажигания; система впрыска. Поэтому вопросы по поддерживанию ЭСУД в технически исправном состоянии обладают большой значимостью.

Вопросами проведения технического обслуживания и ремонта ЭСУД занимаются предприятия и ряд фирм во Вьетнаме. Значительные объемы работ при проведении технического обслуживания и ремонта автомобилей приходятся на работы по диагностированию. В настоящее время в условиях Вьетнама отсутствуют достаточное количество оборудования и оптимальные методики диагностирования ЭСУД, поэтому разработка методики диагностирования электронных систем бензиновых двигателей является актуальным исследованием в условиях Вьетнама.

Основные решения

В рамках проведения исследований предусмотрено: на первом этапе — разработка и обоснование режимов стендовых испытаний; на втором этапе — разработка методики проведения испытаний и математической модели оценки изменения экологических показателей в зависимости от технического состояния элементов ЭСУД (путем имитации их отказов, т. е. их отключения в режиме стендовых испытаний); на третьем этапе — разработка математической модели оценки безусловных вероятностей проявления отказов и степени влияния технического состояния элементов ЭСУД на выходные измеряемые параметры с последующей оценкой неопределенности и диагностической ценности определения технического состояния рассматриваемых элементов; на четвертом этапе — разработка рациональной процедуры (планов) проверок технического состояния элементов ЭСУД, влияющих на экологические показатели работы двигателя.

При поэтапном решении отмеченных задач предусматривалось использование известных положений теории эксплуатационных свойств автомобилей, теории планирования эксперимента и корреляционно-регрессионного анализа, теории вероятностей и математической статистики, а также теории информации.

Ранее выполненные теоретические исследования [1], создающие необходимую основу для выявления влияния технического состояния элементов электронных систем управления двигателем (ЭСУД) на выходные диагностические параметры, т. е. на CO, CH, O_2, CO_2 и λ, позволили получить оценочные статистические характеристики, отражающие математическое ожидание $\overline{\beta}$ (степени влияния на выходные параметры), среднеквадратичное отклонение $\sigma(\beta_j)$ и закономерности распределения $F(\beta_{ij})$, выступающих в качестве проявления образов β_{ij} для каждого выходного параметра $y(A_j)$, т. е. CO, CH, O_2, CO_2 и λ.

При этом безусловные вероятности проявления образов β_{ij} для каждого выходного параметра $y(A_j)$ могут быть определены из выражения вида:

$$F(\beta_{ij}) = F(Z_{ij});\ Z_{ij} = \frac{\beta_{ij} - \overline{\beta}_j}{\sigma(\beta_j)}. \qquad (1)$$

В данном выражении i — индекс элементов ЭСУД, отказавших в процессе испытаний; j — индекс результирующих признаков оценки состояния ЭСУД (индекс выходных диагностических параметров); $\{\beta_{ij}\}$— коэффициенты влияния технического состояния элементов $x_1, x_2, ..., x_7$ на выходные диагностические параметры $\{A_{ij}\}$; z_{ij} — нормированная центрированная случайная величина для заданных β_{ij}, $\overline{\beta}_j$, $\sigma(\beta_j)$.

Выявление функций распределения безусловных вероятностей проявления образов $F(\beta_{ij})$ позволяет для каждого измеряемого выходного диагностического параметра $A_j \in \{CO, CH, O_2, CO_2, \lambda\}$ отобрать наиболее значимые факторы $\{x_i\}$ с наибольшими вероятностями влияния $F(\beta_{ij})$ на A_j и, тем самым, определить диагностические ценности обследования D_{ij} состояния (работоспособности) каждого i-го рассматриваемого элемента ЭСУД по j-му результирующему признаку (CO, CH, O_2, CO_2 и λ), т. е. выявить зависимости D_{ij} от $F(\beta_{ij})$:

$$D_{ij} = f\,[F(\beta_{ij})]. \qquad (2)$$

Обычно в инженерной практике пользуются двухразрядными или трехразрядными признаками состояния элементов системы. В нашем случае при оценке технического состояния рассматриваемых элементов ЭСУД $x_1, x_2, ..., x_7$ предусматривается применение двухразрядного состояния, характеризующего влияние $F(\beta_{ij})$ или не влияние $P(\beta_{ij})$ их работоспособности на выходные диагностические параметры $y = \{A_j\}_{j=1}^{m}$ и выражаемого через вероятности (1) и (3):

$$P(\beta_{ij}) = 1 - F(\beta_{ij}). \qquad (3)$$

С учетом отмеченного, диагностическая ценность обследования состояния (D_{ij}) i-го рассматриваемого элемента ЭСУД по j-му результирующему признаку может быть определена из выражения вида:

$$D_{ij} = \frac{1}{\ln 2} \times$$
$$\times \left\{ \left[F(\beta_{ij}) \ln\left(\frac{F(\beta_{ij})}{\overline{F}(\beta_j)} \right) \right] + [1 - F(\beta_{ij})] \ln\left[\frac{1 - F(\beta_{ij})}{\overline{F}(\beta_j)} \right] \right\}. \qquad (4)$$

В данных выражениях $\overline{F}(\beta_j)$ является оценкой математического ожидания безусловных вероятностей проявления образов $\{\beta_{ij}\}$ для j-го результирующего признака.

Моделирование и определение массивов диагностической ценности $\{D_{ij}\}$ позволяет построить ее теоретические зависимости оценки технического состояния i-х рассматриваемых элементов ЭСУД по каждому j-му результирующему признаку:

$$D_{ij} = a_0 + a_1 F(\beta_{ij}) + a_2 F(\beta_{ij})^2 + ... a_n F(\beta_{ij})^n. \qquad (5)$$

Выявление массивов оценочных показателей диагностической ценности $\{D_{ij}\}$ создает условия для определения приведенных значений E_{ijr} диагностических ценностей обследования состояния (работоспособности) i-го рассматриваемого элемента ЭСУД по j-му результирующему признаку (CO, CH, O_2, CO_2 и λ) с учетом вероятности $F(L_{ir})$ возникновения отказа по j-му рассматриваемому элементу ЭСУД на r-й момент проведения обслуживания (или ремонта):

$$E_{ijr} = D_{ij} \frac{F(L_{ir})}{F_c(L_r)}, \qquad (6)$$

где L_{ir} — наработка i-го рассматриваемого элемента ЭСУД на r-й момент проведения обслуживания (или ремонта); $F(L_{ir})$ — вероятность возникновения отказа по i-му элементу ЭСУД на r-й момент проведения обслуживания (или ремонта); $F_c(L_{ir})$ — вероятность возникновения отказов по всей рассматриваемой совокупности элементов на r-й момент проведения обслуживания (или ремонта).

Результаты проведенных теоретических исследований по формированию показателей, характеризующих диагностические ценности обследования элементов ЭСУД, позволяют в конечном итоге положительно решить вопрос о приоритетности (M_{ijr}) и последовательности контроля технического состояния рассматриваемых i-х элементов ЭСУД по j-му результирующему признаку CO, CH, O_2, CO_2 и λ на различных пробегах автомобиля L_{ir} с учетом его старения. При этом отмеченная приоритетность определяется из выражения вида:

$$M_{ijr} = \left(1 - \frac{E_{\max} - E_{ijr}}{E_{\max}} \right) \cdot 100\ \%, \qquad (7)$$

где $E_{\max}$ — максимальное приведенное значение диагностической ценности обследования состояния для

Таблица 1

Входные и выходные параметры в процессе проведения эксперимента (имитация движения автомобиля и нагрузки на установившихся режимах)

Независимые переменные									Выходные параметры				
Дмрв	Дпдз	Двоз	Дпрв	РДВ	Ддет	Дтож	$n_{дв}$	P, н	CO, %	CH, млн$^{-1}$	O_2, %	CO_2, %	λ
X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	X_9					
1	1	1	1	1	1	1	1000	26,78	0,38	78	4,20	13,2	1,20
1	1	1	1	1	1	1	2000	46,4	0,24	184	4,80	12,7	1,24
1	1	1	1	1	1	1	2500	61,41	0,11	119	5,76	11,8	1,33
–1	1	1	1	1	1	1	1000	26,78	0,11	87	5,03	12,2	1,28
–1	1	1	1	1	1	1	2000	46,4	11,33	646	4,32	4,9	0,81
–1	1	1	1	1	1	1	2500	61,41	12,26	635	3,92	4,9	0,79
1	–1	1	1	1	1	1	1000	26,78	2,49	339	4,31	11,6	1,12
1	–1	1	1	1	1	1	2000	46,4	3,35	293	4,39	10,7	1,08
1	–1	1	1	1	1	1	2500	61,41	4,07	299	4,02	10,8	1,05
1	1	–1	1	1	1	1	1000	26,78	0,03	253	9,53	8,0	1,80
1	1	–1	1	1	1	1	2000	46,4	0,06	124	10,53	7,2	2,00
1	1	–1	1	1	1	1	2500	61,41	0,08	96	10,10	7,2	1,97
1	1	1	–1	1	1	1	1000	26,78	0,44	463	5,67	12,1	1,27
1	1	1	–1	1	1	1	2000	46,4	0,18	207	6,53	11,7	1,37
1	1	1	–1	1	1	1	2500	61,41	0,24	173	5,76	12,1	1,31
1	1	1	1	–1	1	1	1000	26,78	0,04	49	9,70	8,0	1,84
1	1	1	1	–1	1	1	2000	46,4	0,07	51	10,34	6,9	2,00
1	1	1	1	–1	1	1	2500	61,41	0,09	95	10,07	7,2	1,96
1	1	1	1	1	–1	1	1000	26,78	–	–	–	–	–
1	1	1	1	1	–1	1	2000	46,4	0,07	300	12,42	6,3	2,00
1	1	1	1	1	–1	1	2500	61,41	0,04	254	13,01	5,6	2,00
1	1	1	1	1	1	–1	1000	26,78	–	–	–	–	–
1	1	1	1	1	1	–1	2000	46,4	0,86	202	9,17	8,5	1,62
1	1	1	1	1	1	–1	2500	61,41	0,30	154	9,57	8,7	1,72

всей совокупности $\{i\}$ рассматриваемых элементов и по всему множеству $\{i\}$ результирующих признаков.

В процессе проведения экспериментальных исследований отказ датчиков: датчик массового расхода воздуха — Дмрв(X_1); датчик положения дроссельной заслонки — Дпдз(X_2); датчик температуры воздуха в выпускной системе — Двоз(X_3); датчик положения распределительного вала — Дпрв(X_4); регулятор добавочного воздуха — РДВ(X_5); датчик детонации — Ддет(X_6); датчик температуры охлаждающей жидкости — Дтож(X_7) имитировался путем их отключения с последующим снятием информации по CO, CH, O_2, CO_2 и λ. Испытания проводились при нагрузках и в диапазоне оборотов двигателя и скорости движения автомобиля, отраженных в табл. 1, на режимах, соответственно, нагрузочных испытаний.

В табл. 2 в общем матричном виде отражена процедура формирования приоритетности контроля технического состояния элементов и восстановления работоспособности ЭСУД. M_{ijr} выстраиваются в вариационный ряд в порядке возрастания от минимального (M_{min}) до максимального (M_{max}) значений и определяются в последовательности (приоритетности) работ по нисходящей.

Решение данной задачи базировалось на выполненных расчетах с использованием (4, 6, 7), а полученные результаты диагностической ценности D_{ij} и ее приведенных значений E_{ijr} и приоритетности M_{ijr} для пробега L_{ir} = 15 тыс. км и L_{ir} = 60 тыс. км (испытания под нагрузкой) представлены в табл. 3 и 4.

Так, например, используя полученные данные для пробега автомобиля L = 15 тыс. км (испытания под на-

грузкой), можно построить алгоритм уточненной проверки элементов ЭСУД, который заключается в следующем (рис. 1): фиксируется значение выбросов СН и сравнивается с нормативным значением ($СН^{норм}$). Если СН превышает нормативное значения, то, в первую очередь, осуществляется проверка технического состояния датчика X_5(РДВ). Если значение выбросов СН меньше норматива, то фиксируется значение выбросов O_2, CO_2 и λ и сравнивается с нормативными значениями. Если рассматриваемые значения выходят за нормативные, то, в первую очередь, осуществляется проверка технического состояния элементов X_2($Д_{пдз}$), X_5(РДВ), X_6($Д_{дет}$), X_4($Д_{прв}$). Если значение O_2, CO_2 и λ соответствуют нормативу, то проверка техническо-

Таблица 2

Формирование матрицы приоритетности контроля технического состояния элементов ЭСУД

Элементы ЭСУД		$Д_{мрв}$	$Д_{пдз}$	$Д_{воз}$	$Д_{прв}$	РДВ	$Д_{дет}$	$Д_{тож}$	Статистические характеристики	
X_i		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7		
β_{ij}		β_{1j}	β_{2j}	β_{3j}	β_{4j}	β_{5j}	β_{6j}	β_{7j}	$\bar{\beta}_j$	$\sigma(\beta_j)$
$F(\beta_{ij})$		$F(\beta_{1j})$	$F(\beta_{2j})$	$F(\beta_{3j})$	$F(\beta_{4j})$	$F(\beta_{5j})$	$F(\beta_{6j})$	$F(\beta_{7j})$	$\bar{F}(\beta_j)$	
$P(\beta_{ij})$		$P(\beta_{1j})$	$P(\beta_{2j})$	$P(\beta_{3j})$	$P(\beta_{4j})$	$P(\beta_{5j})$	$P(\beta_{6j})$	$P(\beta_{7j})$	Приоритетность контроля по $M_{min} < M < M_{max}$	
D_{ij}		D_{1j}	D_{2j}	D_{3j}	D_{4j}	D_{5j}	D_{6j}	D_{7j}		
L_{i1}	$F(L_{i1})$	$F(L_{11})$	$F(L_{21})$	$F(L_{31})$	$F(L_{41})$	$F(L_{51})$	$F(L_{61})$	$F(L_{71})$		
	E_{ij1}	E_{1j1}	E_{2j1}	E_{3j1}	E_{4j1}	E_{5j1}	E_{6j1}	E_{7j1}		
...	...	...	...	...	...	...	...	...		
L_{i2}	$F(L_{ij})$	$F(L_{12})$	$F(L_{22})$	$F(L_{32})$	$F(L_{42})$	$F(L_{52})$	$F(L_{62})$	$F(L_{72})$		
	E_{ijr}	E_{1j2}	E_{2j2}	E_{3j2}	E_{4j2}	E_{5j2}	E_{6j2}	E_{7j2}		
...	...	...	...	...	...	...	...	...		
L_{iR}	$F(L_{iR})$	$F(L_{1R})$	$F(L_{2R})$	$F(L_{3R})$	$F(L_{4R})$	$F(L_{5R})$	$F(L_{6R})$	$F(L_{7R})$		
	E_{ijR}	E_{1jR}	E_{2jR}	E_{3jR}	E_{4jR}	E_{5jR}	E_{6jR}	E_{7jR}		

Таблица 3

Массивы диагностической ценности D_{ij} и ее приведенных значений E_{ijr} и приоритетности M_{ijr} для пробега L_{ir} = 15 тыс. км (испытания под нагрузкой)

Пробег L_{ij} = 15 тыс. км	Результирующие признаки	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7
D_{ij}	CO	0,74	0,021	0,008	-0,019	0,008	0,068	–0,051
	CH	0,66	0,184	0,209	0,063	0,658	0,014	0,106
	O_2	0,473	0,508	0,245	0,203	0,234	0,536	0,055
	CO_2	0,06	0,393	0,094	0,596	0,467	0,122	0,007
	λ	0,607	0,443	0,374	0,137	0,367	0,350	0,035
E_{ijr}	CO	0,002	0,009	0,0001	–0,003	0,003	0,013	–0,003
	CH	0,002	0,088	0,003	0,010	0,261	0,002	0,006
	O_2	0,001	0,226	0,003	0,033	0,092	0,103	0,003
	CO_2	0,0001	0,175	0,001	0,099	0,185	0,023	0,000
	λ	0,001	0,197	0,005	0,022	0,145	0,067	0,002
M_{ijr}	CO	0,65	3,56	0,042	–1,233	1,201	5,112	–1,22
	CH	0,583	31,33	1,111	4,028	100	1,040	2,531
	O_2	0,415	86,51	1,3	12,95	35,5	39,77	1,297
	CO_2	0,053	66,94	0,499	37,96	71,03	9,037	0,135
	λ	0,534	75,57	1,986	8,695	55,88	26,01	0,846

Таблица 4

Массивы диагностической ценности D_{ij} и ее приведенных значений E_{ijr} и приоритетности M_{ijr} для пробега L_{ir} = 60 тыс. км (испытания под нагрузкой)

Пробег L_{ij} = 60 тыс. км	Результирующие признаки	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7
D_{ij}	CO	0,74	0,021	0,008	–0,019	0,008	0,068	–0,051
	CH	0,663	0,183	0,209	0,063	0,658	0,014	0,106
	O_2	0,473	0,507	0,245	0,203	0,234	0,535	0,054
	CO_2	0,06	0,392	0,094	0,596	0,467	0,121	0,005
	λ	0,607	0,443	0,374	0,136	0,367	0,350	0,035
E_{ijr}	CO	0,758	0,019	0,0023	–0,012	0,006	0,036	–0,025
	CH	0,679	0,169	0,074	0,042	0,500	0,007	0,053
	O2	0,485	0,469	0,087	0,136	0,178	0,287	0,027
	CO_2	0,062	0,363	0,033	0,399	0,355	0,065	0,002
	λ	0,622	0,409	0,132	0,091	0,279	0,187	0,017
M_{ijr}	CO	100	2,543	0,368	–1,709	0,793	4,865	–3,376
	CH	89,57	22,37	9,744	–1,351	66,04	0,989	7,006
	O_2	63,89	61,78	11,41	17,96	23,49	37,86	3,593
	CO_2	8,135	47,81	4,382	52,65	46,91	8,601	0,373
	λ	82,05	53,97	17,42	12,06	36,91	24,76	2,343

го состояния ЭСУД заканчивается и система признается работоспособной. Аналогичным образом, используя результаты исследований, сформирован алгоритм диагностирования ЭСУД на пробеге АТС L = 30, 45, 60 тыс. км. Данный алгоритм отражен на рис. 1.

В рамках проведения исследований как отмечалось выше, отрабатывались алгоритмы оценки технического состояния ЭСУД в условиях имитации отказов элементов без нагрузки двигателя на режимах холостого хода при n = 1000 и 2500 мин$^{-1}$. Аналогично, как и для предыдущих испытаний, были приведены классификации приоритетности контроля и последовательности диагностирования для L_i пробегов автомобиля L = (15, 30, 45, 60) тыс. км. Данный алгоритм отражен на рис. 2.

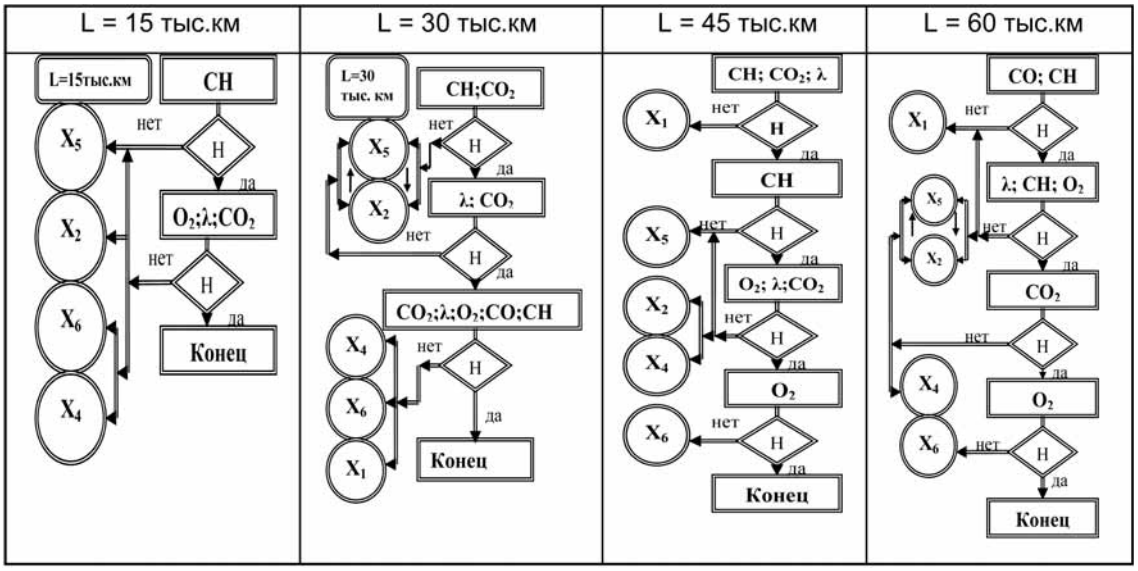


Рис. 1. Общий алгоритм и последовательность проведения контрольно-диагностических работ (испытание под нагрузкой)

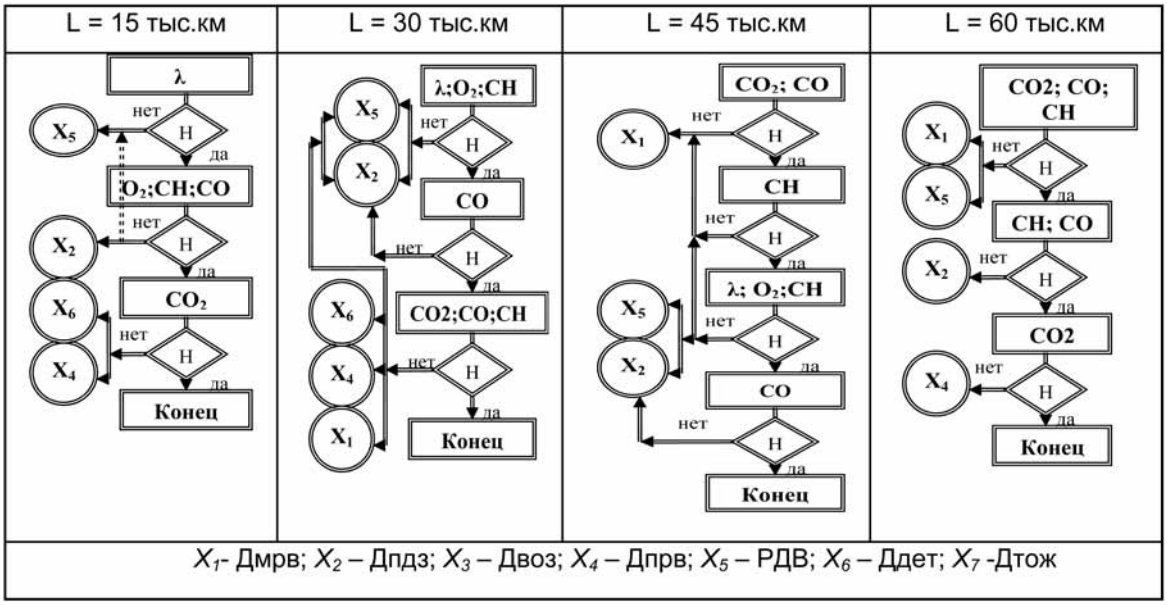


Рис. 2. Общий алгоритм и последовательность проведения контрольно-диагностических работ (испытание под нагрузкой)

Выводы

Выявлены закономерности изменения приведенных значений диагностических ценностей обследования ЭСУД с учетом роста накопленных пробегов АТС и определены приоритеты контроля технического состояния элементов ЭСУД по параметрам состава отработавших газов. Разработаны алгоритмы и процедуры контроля технического состояния ЭСУД для различных пробегов АТС, обеспечивающие повышение точности и достоверности их диагностирования и снижение времени на поиск и устранение отказов и неисправностей до 20 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ременцов А. Н., Зенченко В. А., Нгуен Минь Тиен.** К вопросу оценки технического состояния электронных систем управления двигателем (ЭСУД) легковых автомобилей по экологическим параметрам. Техническая эксплуатация автомобилей и автосервис: Сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ). — М., 2010. — С. 14—18.
2. **Оценка** показателей надежности электронных систем управления двигателем автомобиля семейства ВАЗ и ГАЗ. / Зенченко В. А., Григорьев М. В. Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет). — М., 2002 г. — 11 с., ил., Библ. 4. — Рус., — Деп. в ВИНИТИ РАН 04.07.02, №1242-В2002.
3. **Зенченко В. А., Григорьев М. В.** Оценка показателей надежности электронных систем управления двигателем автомобиля семейства ВАЗ и ГАЗ. / Московский автомобильно-дорожный институт (государственный технический университет). — М., 2002 г. — 11 с., ил., Библ. 4. — Рус., — Деп. в ВИНИТИ РАН 04.07.02, №1242-В2002.
4. **Ременцов А. Н., Зенченко В. А., Нгуен Минь Тиен.** Альтернативный подход к оценке технического состояния электронных систем управления двигателем // Вестник МАДИ(ГТУ). — М., 2010. — № 4 (23). — С. 27—30.
5. **Ременцов А. Н., Зенченко В. А., Нгуен Минь Тиен.** Алгоритм контроля технического состояния электронных систем управления двигателем легковых автомобилей // АТП. — М., 2011. — №8. — С. 43—46.

УДК 621.9.06

А. Д. Назаров, д-р техн. наук, Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)
Tel.: 901-737-78-01

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВЛИЯНИЯ СУММАРНОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ КШМ НА ВИБРАЦИИ И ШУМ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены формулы для расчета абсолютных и относительных значений колебательных скорости и ускорения двигателей в произвольном и вертикальном направлениях, их звукового давления в зависимости от суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ, а также интенсивности роста этих показателей при постоянных значениях частоты вращения коленчатого вала и максимальной неуравновешенной массы. Получены выражения, позволяющие вычислять звуковое давление двигателей в зависимости от СНМ деталей КШМ, если известны закономерности ее влияния на их колебательную скорость в вертикальном направлении. При определении допустимых и предельно допустимых значений этой массы, когда критерием является ее влияние на виброакустические показатели двигателей, целесообразно ограничиться колебательной скоростью последних в вертикальном направлении.

Ключевые слова: *двигатели V8, суммарная неуравновешенная масса, дополнительный неуравновешенный момент, вибрации, шум.*

Использование в двигателях V8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей является причиной появления на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ $\Delta m_у$ [1]. Наличие $\Delta m_у$ приводит к появлению в двигателях V8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_R, действующего в них, нарушающего их уравновешенность и вычисляемого по формуле:

$$\Delta M_R = вn^2\Delta m_у, \qquad (1)$$

где в — постоянный конструктивный коэффициент; n — частота вращения коленчатого вала.

Неуравновешенный момент ΔM_R прежде всего действует на коренные подшипники, приводит к росту действующих на них нагрузок и неравномерности их распределения по ним, является причиной прогиба, изгиба и колебаний коленчатого вала. В результате происходит увеличение вибраций двигателей в вертикальном, поперечном и осевом направлениях, а также шума. Указанный момент действует с частотой n/60 и возрастает с повышением $\Delta m_у$ и n. Этот момент приводит к вибрации и шуму двигателей на частоте $n/60$, увеличивающихся с ростом последних.

В качестве критериев при установлении допустимых и предельно допустимых значений СНМ деталей КШМ $\Delta m_у$, наряду с другими, необходимо принимать ее влияние на виброакустические показатели двигателей [2]. От точности расчета и экспериментального определения вибраций и шума двигателей в зависимости от рассматриваемой массы зависит достоверность и обоснованность допустимых и предельно допустимых значений последней.

При оптимальных монтажных зазорах в подшипниках коленчатого вала, сопряжениях деталей КШМ и ЦПГ, тщательной балансировке двигателей, значения их колебательных скорости V_i и ускорения a_i в i-м направлении, а также звукового давления p с частотой $n/60$ определяются неуравновешенным моментом ΔM_R. Тогда, принимая во внимание выражение (1), справедливы формулы:

$$V_i = к_{vi}вn^2\Delta m_у;\ a_i = к_{ai}вn^2\Delta m_у;\ p = к_р вn^2\Delta m_у, \qquad (2)$$

где $к_{vi}$, $к_{ai}$ и $к_р$ — постоянные коэффициенты.

Значения указанных коэффициентов определяют с использованием экспериментальных данных в следующей последовательности. При постоянной частоте вращения коленчатого вала $n_о$ и максимальном значении СНМ деталей КШМ $\Delta m_{ум}$ (до $\Delta m_{ум}$ изменяется значение $\Delta m_у$ при исследованиях ее влияния на виброакустические показатели двигателей) экспериментальным путем нахо-

дят значения колебательных скорости V_{oi} и ускорения a_{oi}, звукового давления p_o. Основываясь на полученных данных и используя соотношения (2) вычисляют значения рассматриваемых коэффициентов по равенствам:

$$к_{vi} = V_{oi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_{ai} = a_{oi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1};$$
$$к_р = p_o\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}. \quad (3)$$

Имея в виду соотношения (3), формулы (2) можно представить так:

$$V_i = V_{oi}\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у;\ a_i = a_{oi}\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у;$$
$$p = p_o\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ум}. \quad (4)$$

Интенсивность роста виброакустических показателей двигателей при их неизменном скоростном режиме постоянна и составляет:

$$dV_i/d(\Delta m_у) = к_{vi}вn_o^2;\ da_i/d(\Delta m_у) = к_{ai}вn_o^2;$$
$$dp/d(\Delta m_у) = к_р вn_o^2. \quad (5)$$

При постоянной СНМ деталей КШМ интенсивность увеличения вибраций и шума двигателей определяют по зависимостям:

$$dV_i/dn = 2к_{vi}в\Delta m_{уо}n;\ da_i/dn = 2к_{ai}в\Delta m_{уо}n;$$
$$dp/dn = 2к_р в\Delta m_{уо}n. \quad (6)$$

В случае исследований вибраций двигателей только в вертикальном направлении из первых двух уравнений выражений (2)—(6) получим:

$$V = к_v вn^2\Delta m_у;\ a = к_a вn^2\Delta m_у;$$
$$к_v = V_o\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_a = a_o\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}; \quad (7)$$

$$V = V_o\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у;\ a = a_o\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у; \quad (8)$$

$$dV/d(\Delta m_у) = к_v вn_o^2;\ da/d(\Delta m_у) = к_a вn_o^2;$$
$$dV/dn = 2к_v в\Delta m_{уо}n;\ da/dn = 2к_a в\Delta m_{уо}n, \quad (9)$$

где V и a — колебательная скорость и ускорение двигателей в вертикальном направлении при текущих значениях величин n и $\Delta m_у$; V_o и a_o — то же для n_o и $\Delta m_{ум}$.

Между колебательной скоростью двигателей в вертикальном направлении и их звуковым давлением имеется прямая зависимость [3, 4]. Тогда, принимая во внимание последнее уравнение соотношений (2) и первое равенство выражений (7), справедлива формула:

$$p = к_р к_v^{-1}V. \quad (10)$$

С учетом третьего равенства формул (3) и (7) из зависимости (10) получим:

$$p = A_o V, \quad (11)$$

где A_o — постоянный коэффициент.

Значение указанного коэффициента составляет:

$$A_o = p_o/V_o. \quad (12)$$

Виброакустические показатели автотракторных двигателей даже при постоянных скоростном режиме и СНМ деталей КШМ изменяются в широком диапазоне в зависимости от точки установки вибрационного датчика и микрофона, направления измерений колебательных скорости и ускорения. В этой связи и значения коэффициентов $к_i$ и A_o зависят от указанных факторов.

Первые две зависимости формул (2)—(6) и выражения (7)—(9) справедливы для всех возможных вариантов расположения вибрационного датчика. Момент ΔM_R вызывает вертикальные, поперечные и осевые колебания коленчатого вала, дополнительные нагрузки на коренные подшипники в этих направлениях и их неравномерное распределение по ним, что приводит к интенсивным вибрациям вблизи плоскостей коррекции двигателей. С учетом изложенного закономерности изменения колебательных скорости и ускорения двигателей в зависимости от СНМ деталей КШМ $\Delta m_у$ необходимо исследовать и при установке вибрационного датчика рядом с плоскостями маховика и шкива коленчатого вала. В данном случае, по аналогии с перечисленными выше выражениями, справедливы равенства:

$$V_{мi} = к_{vмi}вn^2\Delta m_у;\ V_{шi} = к_{vшi}вn^2\Delta m_у;\ a_{мi} = к_{aмi}вn^2\Delta m_у;$$
$$a_{шi} = к_{aш}вn^2\Delta m_у; \quad (13)$$

$$к_{vмi} = V_{омi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_{vшi} = V_{ошi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум})\right)^{-1};$$
$$к_{aмi} = a_{омi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_{aшi} = a_{ошi}\left(вn_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}; \quad (14)$$

$$V_{мi} = V_{омi}\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у;$$
$$V_{шi} = V_{ошi}\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у; \quad (15)$$

$$a_{мi} = a_{омi}\left(n_o^2\Delta m_{ум}\right)^{-1}n^2\Delta m_у;$$
$$a_{шi} = a_{ошi}\left(n_o^2\Delta m_{ум})\right)^{-1}n^2\Delta m_у; \quad (16)$$

$$dV_{мi}/d(\Delta m_у) = к_{vмi}вn_o^2;\ dV_{шi}/d(\Delta m_у) = к_{vшi}вn_o^2;$$
$$da_{мi}/d(\Delta m_у) = к_{aмi}вn_o^2;\ da_{шi}/d(\Delta m_у) = к_{aшi}вn_o^2; \quad (17)$$

$$dV_{мi}/dn = 2к_{vмi}в\Delta m_{уо}n;\ dV_{шi}/dn = 2к_{vшi}в\Delta m_{уо}n;$$
$$da_{мi}/dn = 2к_{aмi}в\Delta m_{уо}n;\ da_{шi}/dn = 2к_{aшi}в\Delta m_{уо}n; \quad (18)$$

$$V_м = к_{vм}вn^2\Delta m_у;\ V_ш = к_{vш}вn^2\Delta m_у;$$
$$a_м = к_{aм}вn^2\Delta m_у;\ a_ш = к_{aш}вn^2\Delta m_у; \quad (19)$$

$$к_{\upsilon м} = V_{ом}\left(в n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_{\upsilon ш} = V_{ош}\left(в n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1};$$

$$к_{a м} = a_{ом}\left(в n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1};\ к_{a ш} = a_{ош}\left(в n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1}; \quad (20)$$

$$V_м = V_{ом}\left(n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1} n^2 \Delta m_у;$$

$$V_ш = V_{ош}\left(n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1} n^2 \Delta m_у; \quad (21)$$

$$a_м = a_{ом}\left(n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1} n^2 \Delta m_у; \quad (22)$$

$$a_ш = a_{ош}\left(n_о^2 \Delta m_{ум}\right)^{-1} n^2 \Delta m_у; \quad (23)$$

$$dV_м/d(\Delta m_у) = к_{\upsilon м} в n_о^2;\ dV_ш/d(\Delta m_у) = к_{\upsilon ш} в n_о^2;$$

$$da_м/d(\Delta m_у) = к_{a м} в n_о^2;\ da_ш/d(\Delta m_у) = к_{a ш} в n_о^2; \quad (24)$$

$$dV_м/dn = 2к_{\upsilon м} в \Delta m_{уо} n;\ dV_ш/dn = 2к_{\upsilon ш} в \Delta m_{уо} n;$$

$$da_м/dn = 2к_{a м} в \Delta m_{уо} n;\ da_ш/dn = 2к_{a ш} в \Delta m_{уо} n; \quad (25)$$

$$p = A_{ом} V_м;\ p = A_{ош} V_ш;\ A_{ом} = p_о/V_{ом};\ A_{ош} = p_о/V_{ош}, \quad (26)$$

где $V_{мi}$ и $a_{мi}$ — колебательные скорость и ускорение двигателей в i-м направлении при установке вибрационного датчика вблизи плоскости маховика; $V_{шi}$ и $a_{шi}$ — то же, при нахождении вибрационного датчика около плоскости шкива; $V_м$, $V_ш$, $a_м$ и $a_ш$ — вибрации двигателей в вертикальном направлении при размещении вибрационного датчика рядом с указанными плоскостями; $к_i$ и A_i — постоянные коэффициенты, вычисляемые по формулам (12), (14) и (20), последним двум равенствам соотношений (25) с использованием соответствующих экспериментальных данных; $V_{омi}$, $V_{ошi}$, $a_{омi}$ и $a_{ошi}$ — вибрации двигателей в i-м направлении при $n = n_о$, $\Delta m_у = \Delta m_{ум}$ и установке вибрационного датчика вблизи соответствующей плоскости коррекции; $V_{ом}$, $V_{ош}$, $a_{ом}$ и $a_{ош}$ — вибрации двигателей в вертикальном направлении при указанных условиях.

При расчетах и экспериментальных исследованиях значение $\Delta m_у$ можно принять равным 18 и 31 г соответственно для карбюраторных двигателей и дизелей.

При неизменных величинах $n_о$ и $\Delta m_{ум}$, входящих в уравнения (4), (8), (15), (16), (21) и (22), условиях и режимах испытаний значения колебательных скорости и ускорения, звукового давления для конкретных моделей и конструкций автотракторных двигателей являются постоянными. С учетом изложенного из перечисленных уравнений следует, что при постоянной частоте вращения коленчатого вала виброакустические показатели двигателей определяются СНМ деталей КШМ и возрастают пропорционально ей. При неизменных значениях упомянутой массы вибрации и шум двигателей определяются скоростным режимом их работы, и они в зависимости от частоты вращения коленчатого вала увеличиваются по параболической кривой. Результаты теоретического анализа подтверждены данными экспериментальных исследований.

Из выражений (5), первых двух уравнений соотношений (9) и (17), зависимостей (23) следует, что в случае неизменного скоростного режима интенсивность роста виброакустических показателей двигателей имеет постоянное значение. Она при постоянной СНМ деталей КШМ, как видно из формул (6), последних двух выражений уравнений (9) и (18), соотношений (24), увеличивается пропорционально частоте вращения коленчатого вала. Установленные закономерности справедливы для всех возможных вариантов расположения вибрационного датчика и микрофона, направлений измерения вибраций и шума двигателей.

Если в процессе экспериментальных исследований частота вращения коленчатого вала, максимальная СНМ деталей КШМ, точки установки вибрационного датчика и микрофона, направления измерений вибраций и шума, амплитудно-частотная характеристика испытательного стенда остаются неизменными, то для каждой конкретной модели и конструкции автотракторных двигателей коэффициенты $к_i$ и A_i имеют постоянное значение. Тогда, зная закономерности влияния $\Delta m_у$ на колебательную скорость двигателей в вертикальном направлении при размещении вибрационного датчика в произвольной точке и вблизи плоскостей коррекции, описываемые первым равенством выражений (7) и первыми двумя формулами уравнений (19), по соотношению (11) и двум первым зависимостям выражений (25) вычисляют их звуковое давление с частотой $n/60$ в зависимости от рассматриваемой массы. Принимая во внимание изложенное при определении допустимых и предельно допустимых значений СНМ деталей КШМ, когда критерием является влияние $\Delta m_у$ на виброакустические показатели двигателей, целесообразно ограничиться колебательной скоростью последних в вертикальном направлении. В случае необходимости звуковое давление двигателей может быть рассчитано по зависимости (11) и первым двум выражениям формул (25).

Полученные данные теоретического анализа объясняются так.

Увеличение СНМ деталей КШМ, как видно из выражения (1), приводит к возрастанию момента ΔM_R. Он при неизменной частоте вращения коленчатого вала с ростом $\Delta m_у$ повышается по прямой линии, проходящей через начало координат. В случае постоянства указанной массы момент ΔM_R в зависимости от скоростного режима увеличивается по параболической кривой. Следовательно, при росте $\Delta m_у$ и n, а также одновременном их увеличении происходит возрастание анализируемого момента.

При неизменной частоте вращения коленчатого вала, равной $n_о$, интенсивность увеличения рассматриваемого момента имеет постоянное значение, определяемое по соотношению:

$$d(\Delta M_R)/d(\Delta m_у) = в\, n_о^2. \quad (27)$$

Значение $d(\Delta M_R)/d(\Delta m_у)$ для каждого скоростного режима равно тангенсу угла наклона соответствующей прямой изменения ΔM_R в зависимости от $\Delta m_у$ к оси абсцисс.

В случае постоянной суммарной неуравновешенной массы, равной $\Delta m_{у0}$, интенсивность повышения момента ΔM_R вычисляют по формуле:

$$d(\Delta M_R)/dn = 2в\Delta m_{уо} n. \quad (28)$$

Конструктивные параметры некоторых двигателей V8

Рабочий объем двигателя, л	Обозначение, размерность и значение параметра		
	r, мм	l_2, мм	в, 10^{-4} м^2
4,25	40,0	123	1,707
6	47,5	136	2,242
8,32	60,0	145	3,019
8,74	57,5	145	2,893
10,85	60,0	156	3,248
14,86	70,0	200	4,858

Из выражения (27) следует, что при данном варианте рассматриваемая интенсивность повышается пропорционально частоте вращения коленчатого вала.

Используя данные таблицы по зависимостям (5), (6), (9), (17), (18), (23), (24), (26) и (27) можно рассчитать интенсивность увеличения вибраций, шума и момента ΔM_R при любых значениях n и $\Delta m_у$ для различных моделей автотракторных двигателей.

Критериями при нормировании СНМ деталей КШМ, в числе других, являются вибрации и шум двигателей [2]. При этом используют их относительные значения. Кроме того, последние позволяют обоснованно и достоверно сравнивать и сопоставлять значения виброакустических показателей и оценивать характер их изменения в зависимости от СНМ деталей КШМ для каждой конкретной модели и конструкции двигателей, а также между разными двигателями. В этой связи необходимо знать относительные значения колебательных скорости и ускорения, звукового давления двигателей. В общем случае их вычисляют так:

$$K_{vi} = V_i/V_{iт};\ K_{ai} = a_i/a_{iт};\ K_р = p/p_т, \qquad (29)$$

где p — звуковое давление двигателей при текущем значении СНМ деталей КШМ $\Delta m_у$; $V_{iт}$ и $a_{iт}$, $p_т$ — колебательные скорость и ускорение, звуковое давление двигателей при СНМ деталей КШМ, $\Delta m_{ут}$, соответствующей допустимым по ТУ отклонениям от номинального значения массы этих деталей.

Подобно уравнениям (2) для СНМ деталей КШМ $\Delta m_{ут}$ имеем:

$$V_{iт} = к_{viт}вn^2\Delta m_{ут};\ a_{iт} = к_{aiт}вn^2\Delta m_{ут};\ p_т = к_{рт}вn^2\Delta m_{ут}, \qquad (30)$$

где $к_{viт}$, $к_{aiт}$ и $к_{рт}$ — постоянные коэффициенты.

Значения указанных коэффициентов определяют так. Для наименьшего значения СНМ деталей КШМ $\Delta m_{утн}$, которого можно достигнуть в условиях реального производства предприятий — изготовителей конкретных моделей и конструкций двигателей, и неизменной частоте вращения коленчатого вала экспериментальным путем находят колебательные скорость $V_{iтн}$ и ускорение $a_{iтн}$, звуковое давление $p_{тн}$ двигателей. Основываясь на данных экспериментов и формулах (29) значения рассматриваемых коэффициентов рассчитывают по выражениям

$$к_{viт} = V_{iтн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1};\ к_{aiт} = a_{iтн}(вn_о^2\Delta m_{утн})^{-1};$$
$$к_{рт} = p_{тн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}. \qquad (31)$$

С учетом соотношений (30), зависимости (29) принимают вид

$$V_{iт} = V_{iтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут};$$
$$a_{iт} = a_{iтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут};$$
$$p_{iт} = p_{тн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут}. \qquad (32)$$

Если вибрации двигателей исследуют только в вертикальном направлении, то из первых двух выражений (29)—(31) имеем:

$$V_т = к_{vт}вn^2\Delta m_{ут};\ a_т = к_{ат}вn^2\Delta m_{ут};$$
$$к_{vт} = V_{тн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1};\ к_{ат} = a_{тн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}; \qquad (33)$$

$$V_т = V_{тн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут};$$
$$a_т = a_{тн}\left(n_о^2\Delta m_{ун}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут}, \qquad (34)$$

где $V_т$ и $a_т$ — колебательные скорость и ускорение двигателей в вертикальном направлении при текущей частоте вращения коленчатого вала n и СНМ деталей КШМ $\Delta m_{ут}$; $к_{vт}$ и $к_{aт}$ — постоянные коэффициенты.

В случае исследований вибраций двигателей при установке вибрационного датчика рядом с их плоскостями коррекции, подобно первым двум уравнениям формул (29) и (30), зависимостям (32) и (33), можно записать

$$V_{мiт} = к_{vмiт}вn^2\Delta m_{ут};\ V_{шiт} = к_{vшiт}вn^2\Delta m_{ут};$$
$$a_{мiт} = к_{aмiт}вn^2\Delta m_{ут};\ a_{шiт} = к_{aшiт}вn^2\Delta m_{ут}; \qquad (35)$$

$$к_{vмiт} = V_{мiтн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1};$$
$$к_{vшiт} = V_{шiтн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}; \qquad (36)$$

$$к_{aмiт} = a_{мiт}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1};$$
$$к_{aшiт} = a_{шiтн}\left(вn_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}; \qquad (37)$$

$$V_{мiт} = V_{мiтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут};$$
$$V_{шiт} = V_{шiтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут}; \qquad (38)$$

$$a_{мiт} = a_{мiтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут};$$
$$a_{шiт} = a_{шiтн}\left(n_о^2\Delta m_{утн}\right)^{-1}n^2\Delta m_{ут}. \qquad (39)$$

Имея в виду зависимости (4) и (31), из соотношений (28) получим

$$K_{\text{м}i} = V_{\text{о}i} V_{i\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{ут}}^{-1} \Delta m_{\text{утн}} \Delta m_{\text{ум}}^{-1} \Delta m_{\text{у}};$$

$$K_{ai} = a_{\text{о}i}\, a_{i\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{ут}}^{-1} \Delta m_{\text{утн}} \Delta m_{\text{ум}}^{-1} \Delta m_{\text{у}}; \quad (40)$$

$$K_{\text{р}} = p_{\text{о}} p_{\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{ут}}^{-1} \Delta m_{\text{утн}} \Delta m_{\text{ум}}^{-1} \Delta m_{\text{у}}. \quad (41)$$

Для конкретных моделей и конструкций автотракторных двигателей и реальных условий их производства значения СНМ $\Delta m_{\text{ут}}$, $\Delta m_{\text{утн}}$ и $\Delta m_{\text{ум}}$ известны. Основываясь на этом введем обозначение

$$\text{к}_{\text{тн}} = \Delta m_{\text{ут}}^{-1} \Delta m_{\text{утн}} \Delta m_{\text{ум}}^{-1}, \quad (42)$$

где $\text{к}_{\text{тн}}$ — постоянный параметр.

С учетом равенства (41) из выражений (39) и (40) имеем окончательно

$$\text{К}_{\upsilon i} = \text{к}_{\text{тн}} V_{\text{о}i} V_{i\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{у}};\ K_{ai} = \text{к}_{\text{тн}} a_{\text{о}i}\, a_{i\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{у}};$$

$$K_{\text{р}} = \text{к}_{\text{тн}} p_{\text{о}} p_{\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{у}}. \quad (43)$$

Когда вибрации двигателей исследуют только в вертикальном направлении, применимы первые две формулы уравнений (7), выражения (8) и (33). Тогда, с их учетом, первые два соотношения уравнений (28) и равенство (41), анализируемые относительные значения колебательных скорости и ускорения двигателей вычисляют так

$$\text{К}_{\upsilon} = \text{к}_{\text{тн}} V_{\text{о}}\, V_{\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{у}};\ K_{a} = \text{к}_{\text{тн}} a_{\text{о}}\, a_{\text{тн}}^{-1} \Delta m_{\text{у}}. \quad (44)$$

Если вибрации двигателей исследуют при установке вибрационного датчика около плоскостей маховика и шкива коленчатого вала, то справедливы математические зависимости (21), (22), (37) и (38). В этом случае, основываясь на них, первых двух выражениях формул (28) и уравнении (41), рассматриваемые относительные значения вибраций двигателей составляют

$$K_{\upsilon\text{м}i} = \text{к}_{\text{тн}} V_{\text{о}\text{м}i} V_{\text{м}i\text{тн}} \Delta m_{\text{у}};\ K_{\upsilon\text{ш}i} = \text{к}_{\text{тн}} V_{\text{о}\text{ш}i} V_{\text{ш}i\text{тн}} \Delta m_{\text{у}}; \quad (45)$$

$$K_{a\text{м}i} = \text{к}_{\text{тн}} a_{\text{о}\text{м}i} a_{\text{м}i\text{тн}} \Delta m_{\text{у}};\ K_{a\text{ш}i} = \text{к}_{\text{тн}} a_{\text{о}\text{ш}i} a_{\text{ш}i\text{тн}} \Delta m_{\text{у}}. \quad (46)$$

Значения колебательных скорости и ускорения, звукового давления, входящих в формулы (42)—(45), для конкретных моделей и конструкций автотракторных двигателей и неизменных условий и режимов их испытаний являются постоянными. Коэффициент $\text{к}_{\text{тн}}$ для этих двигателей также имеет неизменное значение. Тогда, принимая во внимание изложенное, из уравнений (42)—(45) видно, что относительные значения вибраций и звукового давления двигателей не зависят от скоростного режима их работы и при прочих неизменных условиях и факторах определяются СНМ деталей КШМ и увеличиваются пропорционально ей. Это подтверждено и данными экспериментальных исследований двигателей рабочим объемом 4,25 л.

Таким образом, повышение СНМ деталей КШМ приводит к увеличению абсолютных и относительных значений вибраций двигателей в вертикальном, поперечном и осевом направлениях, а также их звукового давления с частотой $n/60$. Влияние указанной массы на виброакустические показатели двигателей, в числе других, является критерием при определении ее допустимых и предельно допустимых значений. Предложены формулы для расчета абсолютных и относительных значений колебательных скорости и ускорения двигателей в произвольном и вертикальном направлениях, их звукового давления в зависимости от указанной массы, а также интенсивности роста этих показателей и дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента при постоянных значениях частоты вращения коленчатого вала и максимальной неуравновешенной массы. При неизменном скоростном режиме интенсивность роста указанного момента и виброакустических показателей двигателей имеет постоянное значение. В случае постоянной СНМ деталей КШМ интенсивность увеличивается пропорционально частоте вращения коленчатого вала. Вибрации и шум двигателей, интенсивность их роста даже при постоянном скоростном режиме и неизменном максимальном значении рассматриваемой массы изменяются в широком диапазоне в зависимости от точки установки вибрационного датчика и микрофона, направления измерений колебательных скорости и ускорения, звукового давления. Получены выражения, позволяющие вычислять звуковое давление двигателей в зависимости от СНМ деталей КШМ, если известны закономерности ее влияния на их колебательную скорость в вертикальном направлении. При определении допустимых и предельно допустимых значений этой массы, когда критерием является ее влияние на виброакустические показатели двигателей, целесообразно ограничиться колебательной скоростью последних в вертикальном направлении. В случае необходимости звуковое давление двигателей может быть рассчитано по предложенным формулам. Относительные значения вибраций и шума двигателей не зависят от скоростного режима их работы, определяются СНМ деталей КШМ и возрастают пропорционально ей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения, 2002. — №7. — С. 7—11.
2. **Назаров А. Д.** Повышение ресурса и улучшение виброакустических показателей двигателей путем нормирования суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Трение и износ, 1997. — Том 18. — №1. — С. 46—52.
3. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
4. **Луканин** В. Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. Н. Луканин. — М.: Машиностроение, 1971 . — 271 с.

УДК 629.113

А. В. Поздеев, канд. техн. наук, **А. С. Дьяков**, д-р техн. наук, **В. В. Новиков**, д-р техн. наук, **И. М. Рябов**, д-р техн. наук, ВолгГТУ
E-mail: avp24897@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХКАМЕРНОЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ С КОММУТАЦИЕЙ ПОЛОСТЕЙ

Приведены результаты теоретических исследований и стендовых испытаний двухкамерной пневматической рессоры с алгоритмом управления упругодемпфирующей характеристикой по амплитуде и направлению, в соответствии с которым происходит разобщение рабочей и дополнительной полостей в момент смены направления деформации рессоры и соединение указанных полостей с мгновенным выравниванием давлений после небольшого прохождения статического положения.

Ключевые слова: *двухкамерная пневморессора, стендовые испытания, алгоритм управления, кратковременная коммутация, упругодемпфирующая характеристика, низкочастотный резонанс, амплитуда выравнивания давлений.*

Одним из современных путей совершенствования конструкций пневматических рессор и повышения их виброзащитных свойств является разделение их рабочего объема на две полости, т. е. создание двухкамерных пневматических рессор (ДПР) с коммутацией их полостей по определенным алгоритмам [1—7].

В работах [2, 5] представлена сравнительная оценка виброзащитных свойств ДПР с эффективными алгоритмами кратковременной коммутации полостей. Наиболее высокие виброзащитные свойства обеспечивает алгоритм управления упругодемпфирующей характеристикой (УДХ) по амплитуде и направлению относительных колебаний. В соответствии с данным алгоритмом происходит разобщение рабочей и дополнительной полостей в момент смены направления деформации ДПР и соединение указанных полостей (с мгновенным выравниванием давлений) после прохождения статического положения на величину $\Delta_{сж} = \Delta_{отб} = \Delta/2$ (рис. 1).

Математическая модель алгоритма управления УДХ ДПР по амплитуде и направлению представляет собой следующую систему выражений:

$$\begin{cases} 1)\ \Delta > \left|(z-\varsigma)_{max}\right| + \left|(z-\varsigma)_{min}\right| \to \begin{cases} I:(\dot z-\dot\varsigma)\ge 0 \\ II:(\dot z-\dot\varsigma)<0 \end{cases} \to \begin{cases} (z-\varsigma)_i = 0, \\ V_i = V_д, \end{cases} \\ 2)\ \Delta < \left|(z-\varsigma)_{max}\right| + \left|(z-\varsigma)_{min}\right| \to \begin{cases} I:(z-\varsigma)<\Delta_{сж}\ \text{и}\ (\dot z-\dot\varsigma)\ge 0 \\ III:(z-\varsigma)>\Delta_{отб}\ \text{и}\ (\dot z-\dot\varsigma)\le 0 \end{cases} \to \begin{cases} (z-\varsigma)_i = (z-\varsigma)_{i-1}, \\ V_i = V_д, \end{cases} \\ \qquad\qquad \begin{cases} II:(z-\varsigma)\ge\Delta_{сж}\ \text{и}\ (\dot z-\dot\varsigma)>0 \\ IV:(z-\varsigma)\le\Delta_{отб}\ \text{и}\ (\dot z-\dot\varsigma)<0 \end{cases} \to \begin{cases} (z-\varsigma)_i = 0, \\ V_i = 0, \end{cases} \\ 3)\ \Delta = \left|(z-\varsigma)_{max}\right| + \left|(z-\varsigma)_{min}\right| \to \begin{cases} I:(\dot z-\dot\varsigma)\ge 0 \\ II:(\dot z-\dot\varsigma)<0 \end{cases} \to \begin{cases} (z-\varsigma)_i = (z-\varsigma)_{i-1}, \\ V_i = V_д \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

Как видно из системы (1), моменты выравнивания давлений в рабочей и дополнительной полостях ДПР на ходах сжатия и отбоя находятся в интервале между моментом прохождения статического положения и моментом смены знака скорости $\dot z$ подрессоренной массы: $0 < \Delta < \Delta_{\dot z = 0}$. При этом если деформация ДПР не превышает заданную величину деформации Δ, то подвеска работает как серийная пневморессора без дополнительного объема, что приводит к более эффективному гашению колебаний на высоких частотах.

Математическая модель УДХ ДПР [2] представлена в следующем виде:

$$P_у = (p_р - p_{атм})F_э = \left[\left(\frac{V_{п.ст}\left(V_{п.ст} - F_э(z-\varsigma)_i - V_i\right)}{\left(V_{п.ст} - F_э(z-\varsigma)_i\right)\left(V_{п.ст} - F_э(z-\varsigma) - V_i\right)}\right)^n p_{р.ст} - p_{ат}\right]F_э, \quad (2)$$

где p_p — давление в рабочей полости; $p_{атм}$ — атмосферное давление; $F_э$ — эффективная площадь; $V_{п.ст}$ — полный объем, $V_{п.ст} = V_{р.ст} + V_д$, $V_{р.ст}$ — объем рабочей полости при статическом положении, $V_д$ — объем дополнительной полости; $(z - \varsigma)$ — деформация рессоры; V_i и $(z - \varsigma)_i$ — управляющие переменные, меняющиеся от i-го участка ходов сжатия и отбоя рессоры в цикле колебаний (i = I, II, III или IV).

Экспериментальные исследования ДПР с регулированием УДХ по предложенному алгоритму проводились на основе разработанной в работе [3] конструкции рессоры и методики ее стендовых испытаний. На рис. 2 приведена схема лабораторной установки экспериментальной ДПР с механической коммутацией полостей.

Исходные параметры экспериментальной лабораторной установки с ДПР, имитирующей одноопорную двухмассовую колебательную систему передней подвески автобуса: подрессоренная масса $M = 1000$ кг; объем рабочей полости $V_р = 11$ л; объем дополнительной полости $V_д = 7{,}6$ л; амплитуда кинематического возмущения 16 и 20 мм; жесткость пружины, имитирующей шину, $c_ш = 300\,000$ Н/м; неподрессоренная масса $m = 135$ кг; сила сухого трения $T = 150$ Н (1,5 % от массы подрессоренного груза); частотный диапазон 0—3,5 Гц; длина коммутирующего плунжера $L = 35$ и 40 мм.

Как видно из вида А рис. 2, в статическом положении ДПР плунжер 1*6* длиной L перекрывает верхний и нижний радиальные каналы *19* на расстояния, равные амплитудам $\Delta_{сж}$ и $\Delta_{отб}$, выравнивания давлений в рабочей и дополнительной полостях.

На рис. 3 представлены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) размахов абсолютных перемещений подрессоренной массы 1 т на испытуемой ДПР с плунжерами длиной 35 мм и 40 мм при двойной амплитуде кинематического возмущения $2q_0$, равной 16 мм.

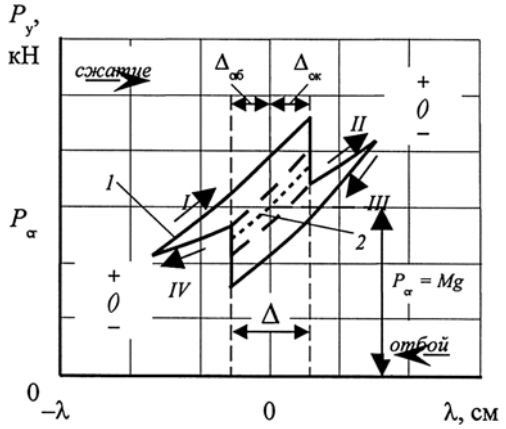


Рис. 1. Упругодемпфирующая характеристика ДПР:

1 — с коммутацией полостей по амплитуде и направлению относительных колебаний (экспериментальная рессора); *2* — при разобщении полостей (серийная рессора); Δ — размах выравнивания давлений в полостях

Как видно из рис. 3, при увеличении длины плунжера с 35 до 40 мм коэффициент динамичности в резонансе возрастает с 1,9 до 2,1. При этом частота собственных колебаний остается неизменной (1,1 Гц). В зарезонансной области также наблюдается увеличение амплитуды колебаний до 30 %. Таким образом, увеличение амплитуды выравнивания давления Δ на 5 мм негативно влияет на эффективность гашения колебаний в низкочастотном резонансе. Кроме того, при данном способе регулирования УДХ во время проведения стендовых испытаний ДПР в зарезонансной области наблюдается так называемое "всплытие" пневморессоры. Это обусловлено тем, что при переходе с низких частот в резонансной зоне на более высокие в зарезонансной зоне в процессе коммутации давление в полостях ДПР не успевает выравниваться. При этом верхние радиальные каналы перекрываются плунжером, отключая клапан, выравнивающий давления в полостях на ходе сжатия, поэтому рабо-

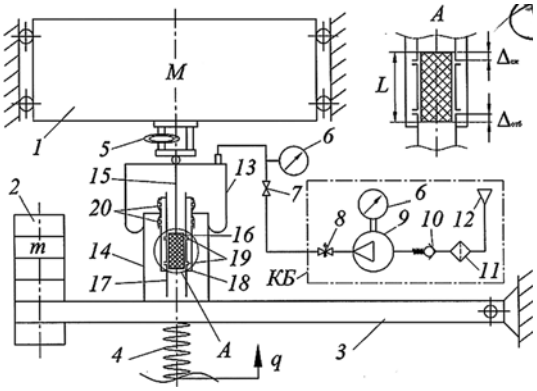


Рис. 2. Схема лабораторной установки экспериментальной ДПР на динамическом стенде:

1 — подрессоренная масса М; *2* — неподрессоренная масса *m*; *3* — рычаг; *4* — пружина; *5* — динамометр; *6* — манометр; *7* — вентиль; *8* — перепускной клапан; *9* — компрессор; *10* — обратный клапан; *11* — фильтр; *12* — впуск; 13 — РКО; *14* — поршень; *15* — шток; *16* — плунжер; *17* — направляющая; *18* — корпус; *19* — радиальные каналы; *20* — перепускные клапаны; *L* — длина плунжера

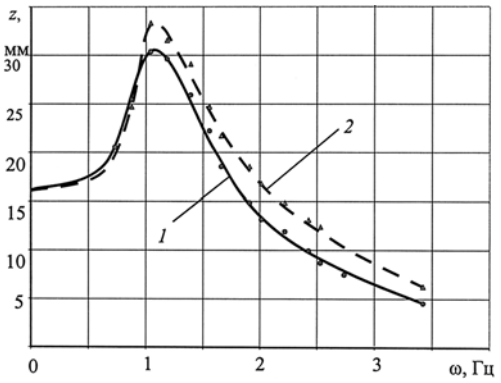


Рис. 3. Экспериментальные АЧХ размахов абсолютных перемещений подрессоренной массы 1 т на ДПР с регулируемой УДХ:

1, *2* — при длине плунжера 35 и 40 мм, соответственно

тает только один клапан на ходе отбоя. В результате воздух из дополнительной полости закачивается в рабочую полость, вызывая небольшое смещение на 10—20 мм динамической нейтрали ДПР вверх.

На рис. 4 представлены экспериментальные и расчетные АЧХ размахов абсолютных перемещений подрессоренной массы на ДПР с заданной амплитудой выравнивания давлений $\Delta = 10$ мм (длина плунжера равна 35 мм). Эксперименты проводились при двойной амплитуде гармонического кинематического возмущения $2q_0$, равной 16 и 20 мм.

Из анализа данных графиков следует, что значения собственных частот колебаний ДПР находятся в пределах от 1 до 1,1 Гц, а коэффициенты динамичности в резонансе — от 1,9 до 2,2. В резонансе наибольшее расхождение между расчетными и экспериментальными данными собственной частоты и амплитуды колебаний не превышает 10—15 %. При этом отклонение расчетных значений от результатов эксперимента с увеличением амплитуды кинематического возмущения уменьшается. Это подтверждает достаточно высокую степень адекватности

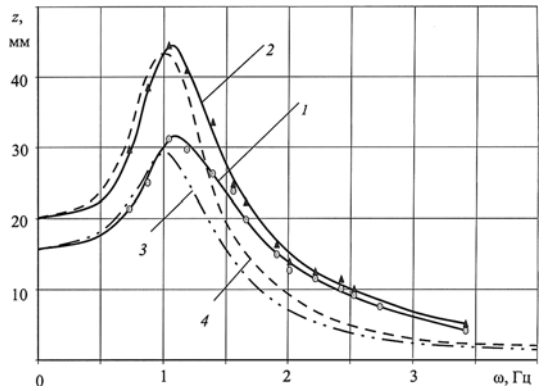


Рис. 4. Экспериментальные и расчетные АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы 1 т на ДПР с регулируемой УДХ при Δ= 10 мм:

1, 2 — эксперимент; *3, 4* — расчет; *1, 3* — при $2q_0 = 16$ мм; *2, 4* — при $2q_0 = 20$ мм

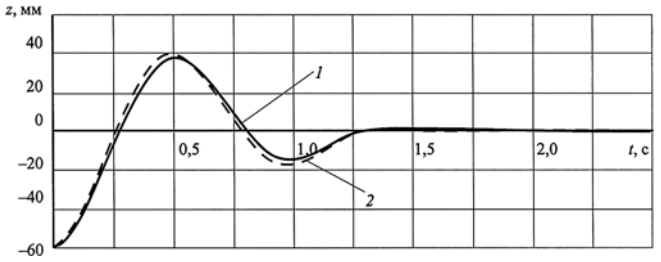


Рис. 5. Экспериментальная и расчетная осциллограммы свободных затухающих колебаний подрессоренной массы 1 т на ДПР при ее предварительном сжатии на 60 мм:

1 — эксперимент; *2* — расчет

предложенной в работе [1] математической модели исследуемой подвески в области резонанса.

Основной причиной несовпадения расчетных и экспериментальных результатов является немгновенный характер соединения и разобщения полостей экспериментальной ДПР, который не учитывается в математической модели.

В зарезонансной зоне расчетные (кривые *1*, *2*) и экспериментальные (кривые 3 и 4) данные отличаются в большей степени. Это связано с "всплытием" рессоры при стендовых испытаниях, отмеченным на рис. 3.

На рис. 5 показаны экспериментальная и расчетная осциллограммы свободных затухающих колебаний подрессоренной массы при предварительном сжатии ДПР от своего статического положения на 60 мм.

Из экспериментальных и расчетных осциллограмм видно, что время затухания колебаний подрессоренной массы составляет 1,25 с. При этом подрессоренная масса на управляемой ДПР совершает всего 1 полное колебание, что подтверждает эффективность гашения колебаний за счет управления УДХ по алгоритму (1).

Таким образом, результаты стендовых испытаний доказывают возможность существенного повышения эффективности ДПР за счет коммутации ее полостей в цикле колебаний по предложенному новому алгоритму. Применение данных рессор позволит повысить плавность хода транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Калашников Б. А.** Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов: монография [Текст] / Б. А. Калашников; ОмГТУ. — Омск, 2008. — 344 с.
2. **Новиков В. В.** Определение оптимальных алгоритмов регулирования активно-управляемых пневмоподвесок [Текст] / В. В. Новиков, А. В. Поздеев // Грузовик. — 2010. — № 5. — С. 6—10.
3. **Новиков В. В.** Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером [Текст] / В. В. Новиков, А. С. Дьяков, В. А. Федоров // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 10. — С. 21—22.
4. **Определение** условий оптимального регулирования жесткости пневматической подвески АТС [Текст] / К. В. Чернышов, А. В. Поздеев, В. В. Новиков, И. М. Рябов // Грузовик. — 2010. — № 11. — С. 2—5.
5. **Поздеев А. В.** Коммутация полостей как способ повышения виброзащитных свойств двухкамерных пневматических рессор [Текст] / А. В. Поздеев // Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития: Сб. науч. тр. Sworld по матер. Междунар. науч.-практ. конф. (04—15 окт. 2011 г.). Т. 2. Технические науки / Одес. нац. морской ун-т [и др.]. — Одесса, 2011. — С. 40—48.
6. **Рабочие** процессы двухкамерного пневматического амортизатора с кратковременной коммутацией объемов [Текст] / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов, А. Б. Корчагин // Вестник машиностроения. — 2009. — № 10. — С. 19—23.
7. **Хамитов Р. Н.** Синтез системы управления импульсным электродинамическим клапаном пневмоамортизатора [Текст] / Р. Н. Хамитов. // Справочник. Инженерный журнал, 2008. — № 2. — С. 62—64.

УДК 629.113

Ю. А. Поляков, канд. техн. наук, доц., НИТУ "МИСиС"
E-mail: polyakovua@mail.ru

ОЦЕНКА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С НЕЗАВИСИМЫМИ ПОДВЕСКАМИ

С помощью пространственной динамической модели грузового автомобиля с независимыми подвесками осуществлена оценка его вибронагруженности.

Ключевые слова: *независимая подвеска, пространственная модель грузового автомобиля, оценка вибронагруженности*

Разработанная на базе программной системы ФРУНД [1] математическая модель грузового автомобиля с независимыми подвесками [2] позволяет определять показатели вибронагруженности при движении по случайному микропрофилю дороги.

Все расчеты для рассматриваемого автомобиля были выполнены при его движении с постоянной скоростью по разбитому булыжнику, соответствующему по своим спектральным характеристикам булыжнику автополигона НАМИ (г. Дмитров). Исследовалось прямолинейное движение на различных скоростях с закрепленным рулем. По реализациям ускорений продолжительностью 15 с строились спектры вертикальных ускорений в характерных точках автомобиля.

На рис. 1 показана кинограмма перемещений элементов конструкции автомобиля при движении по разбитому булыжнику со скоростью 100 км/ч. Перемещения представлены в системе координат рамы.

На рис. 2 приведены сравнительные экспериментальный и расчетный спектры вертикальных ускорений в точке, взятой на полу кабины, под сиденьем водителя. Экспериментальный спектр получен при испытаниях спортивного грузового автомобиля [1] на автополигоне НАМИ при движении по профилю, идентичному использовавшемуся в расчете. Сравнение показывает качественное соответствие расчетного и экспериментального спектров. Для графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений характерно наличие двух основных резонансов — низкочастотного и высокочастотного. Низкочастотный резонанс соответствует колебаниям подрессоренной части автомобиля как твердого тела, а высокочастотный резонанс соответствует взаимодействию колебаний рамы, кабины, кузова и колебаний неподрессоренных масс подвески.

Созданная математическая модель позволяет анализировать вибронагруженность конструкции автомобиля в характерных точках и определять влияние различных конструктивных параметров на показатели вибронагруженности.

На рис. 3 представлены спектры вертикальных ускорений в трех различных точках автомобиля — на сиденье водителя, в передней и задней частях грузовой платформы. С точки зрения плавности хода эти места представляют интерес как места расположения водителя и груза. Из графиков спектров следует, что в задней части автомобиля имеют место максимальные низкочастотные колебания, соответствующие частоте подвески, однако вибрации на частоте мостов (10 Гц) здесь меньше, чем на полу кабины водителя.

Спектральный анализ вертикальных ускорений этих точек (см. рис. 3) показывает, что вид спектра может заметно отличаться в зависимости от выбранной точки измерения. Таким образом, зона, где наблюдаются наименьшие вертикальные ускорения, расположена внутри колесной базы автомобиля (между подвесками) и смещена в сторону более мягкой (передней) подвески.

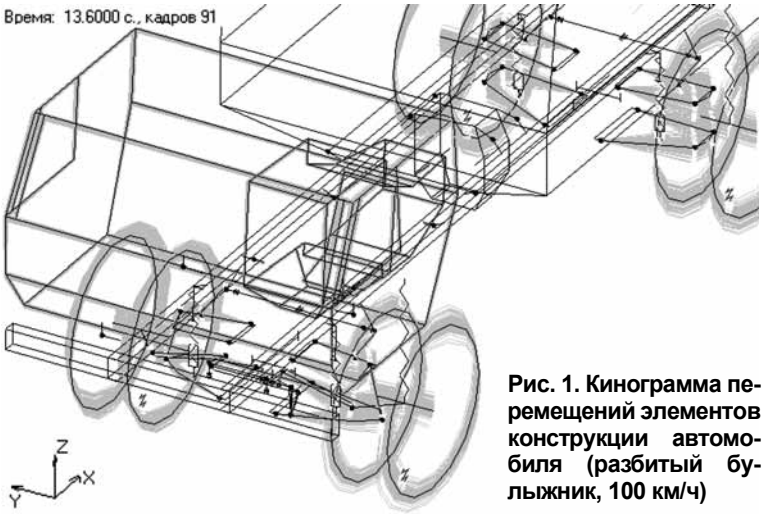


Рис. 1. Кинограмма перемещений элементов конструкции автомобиля (разбитый булыжник, 100 км/ч)

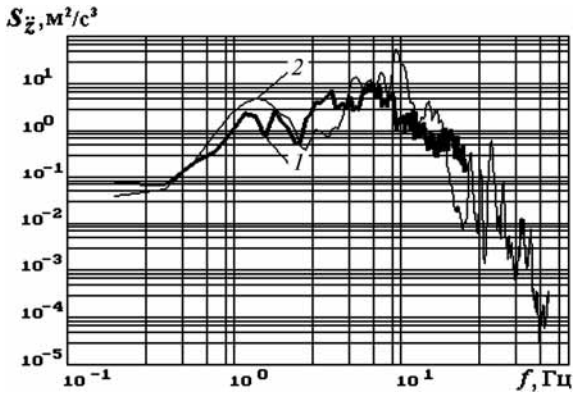


Рис. 2. Спектры вертикальных ускорений на полу кабины под сиденьем водителя (разбитый булыжник, 100 км/ч):
1 — эксперимент; *2* — расчет

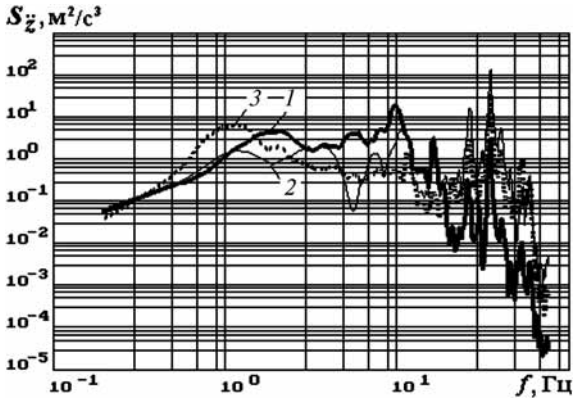


Рис. 3. Изменение спектров вертикальных ускорений по длине автомобиля (разбитый булыжник, 60 км/ч):
1 — на полу кабины под сиденьем водителя; *2* — в передней части грузовой платформы; *3* — в задней части грузовой платформы

Математическая модель указанного автомобиля позволяет оценивать влияние различных конструктивных параметров на вибронагруженность конструкции, например коэффициентов сопротивления амортизатора на дроссельном режиме.

Как показано на рис. 4, с увеличением коэффициентов сопротивления амортизатора задней подвески дисперсия вертикальных ускорений в зоне первого низкочастотного максимума уменьшается, а в межрезонансной зоне (между основными низкочастотным и высокочастотным максимумами) — увеличивается.

Следовательно, при возрастании усилий сопротивления амортизатора наибольший эффект по снижению вибронагруженности наблюдается в частотном диапазоне 0,62...1,98 Гц. При увеличении коэффициентов сопротивления в два раза среднее квадратичное отклонение (СКО) вертикальных ускорений в указанном частотном диапазоне уменьшается с 2,219 м/с^2 до 1,738 м/с^2, т. е. на 21,7 %.

Увеличение ординат спектра в межрезонансной зоне происходит на значительно меньшую величину, чем

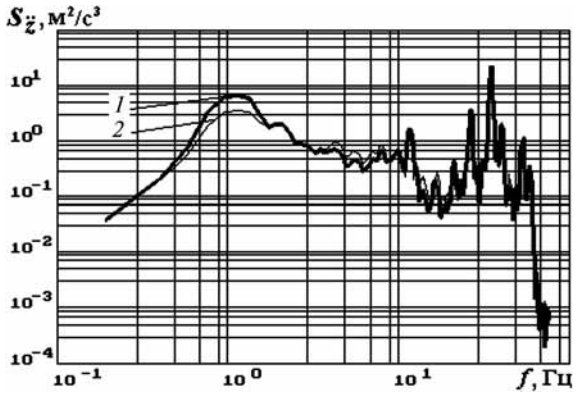


Рис. 4. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески на колебания в задней части грузовой платформы. Спектры вертикальных ускорений (разбитый булыжник, 60 км/ч):
1 — исходный амортизатор; *2* — коэффициенты сопротивления амортизатора увеличены в 2 раза

в зоне низкочастотного максимума, однако наблюдается в более широком диапазоне частот (3...9 Гц).

Уменьшение площади под графиком спектральной плотности в области низкочастотного резонанса может оказаться меньше, чем увеличение площади в межрезонансной области. Такое обстоятельство вызовет рост суммарной площади, а, следовательно, — дисперсии вертикальных ускорений и их СКО в диапазоне 0,3...70 Гц.

Выводы

1. Сопоставление спектров вертикальных ускорений, полученных расчетным и экспериментальным путем, показывает их качественное соответствие для рассмотренного режима движения.

2. Вид спектра вертикальных ускорений отличается в зависимости от выбранной точки измерения. Зона, где наблюдаются наименьшие вертикальные ускорения, расположена внутри колесной базы автомобиля (между подвесками) и смещена в сторону более мягкой (передней) подвески.

3. С увеличением коэффициентов сопротивления амортизатора задней подвески дисперсия вертикальных ускорений в зоне первого низкочастотного максимума уменьшается, а в межрезонансной зоне (между основными низкочастотным и высокочастотным максимумами) — увеличивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горобцов А. С.** Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел [Текст] / А. С. Горобцов // Справочник. Инженерный журнал. — 2004, № 9. — С. 40—43.
2. **Горобцов А. С.** Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография [Текст] / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв, Ю. А. Поляков. — М.: Машиностроение, 2011. — 463 с.

УДК 539.431:629.113

И. Ф. Дьяков, д-р техн. наук, Ульяновский государственный технический университет
E-mail: rio@ulstu.ru

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Детали машин в процессе эксплуатации часто, наряду со статическими нагрузками, испытывают воздействия импульсных (динамических) нагрузок, которые приводят к пластическим деформациям — разрушению. Поэтому при расчетах на прочность используют сведения как о величине и характере ожидаемых импульсных нагрузок, так и о свойствах материала. Такая задача возникает в ситуациях, когда по предварительным оценкам или диагностическим признакам выявляется, что ресурс агрегата близок к исчерпанию, а продление срока его эксплуатации на некоторое время может дать значительный экономический эффект.
В статье представлена методика прогнозирования ресурса деталей транспортных средств при циклическом нагружении на основе площади петли гистерезиса. С помощью данной методики и сформированных моделей можно определить остаточный ресурс деталей. Корректность расчетов с использованием сформированной методики проверена экспериментально на лабораторных образцах различных материалов.

Ключевые слова: *ресурс деталей машин, динамические нагрузки, усталостные повреждения, начало появления микротрещин, площадь петли гистерезиса.*

Существует обширная информация о механических свойствах материалов при динамических нагрузках. Для расчетного определения скорости развития усталостной трещины при воздействии циклической нагрузки применяют кривые усталости и аппроксимируют различными способами. Наиболее часто на практике для описания кривых до образования усталостной трещины используют следующие выражения [1]:

$$N = \begin{cases} N_{ц}\left(\dfrac{\sigma_т}{\sigma}\right)^{м}, \sigma_в \geqslant \sigma \geqslant \sigma \\ N_{цо}\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^{м}, \sigma_т \geqslant \sigma \geqslant \sigma_{-1} \end{cases}, \qquad (1)$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле нагружения; $\sigma_в$ — предел прочности материала; σ — текущее значение напряжения; M — угловой коэффициент кривой усталости; $N_{цо}$, N — число циклов, соответствующее точке перегиба и началу зоны разрушения на кривой усталости металла.

Согласно уравнению (1) получают кривую, имеющую точку перегиба при $\sigma = \sigma_{-1}$ и не имеющую асимптоты, характерной для опытных данных, когда невозможно более точно прогнозировать ресурс детали при циклическом нагружении. В процессе усталостных испытаний, образцов все многообразие циклических нагружений встречающихся в реальных условиях эксплуатации, воспроизвести законы изменения действующих напряжений представляет определенную трудность.

Методика исследования. Практический интерес представляют исследования деталей в области зарождения усталостных повреждений и скорости их роста. Для получения экспериментальных данных по сопротивляемости материалов при циклических нагружениях с постоянной амплитудой были использованы гладкие лабораторные образцы из сталей 45 и 40Х, а также детали, изготовленные из этих материалов. Кроме того, при использовании в качестве объектов усталостных испытаний гладких цилиндрических образцов возможно дифференцированное исследование влияния разных факторов на характеристики циклической прочности материалов, в том числе переменности режима нагружения. Большинство конструкций испытывает сложное циклическое нагружение — разгружение в любом диапазоне частот и образует площадь петли гистерезиса. На рис. 1 показано изменение площади петли гистерезиса от числа циклов нагружения образца из стали 45 при изгибе.

Причем поверхностная твердость HRC образцов при циклическом нагружении повышалась до положения

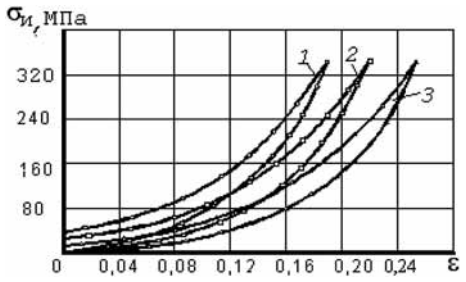


Рис. 1. Зависимость площади петли гистерезиса от величины деформации при циклическом нагружении стали 45:

1 — Nu = 1; *2* — $N_ц = 50 \cdot 10^3$; *3* — $N_ц = 100 \cdot 10^3$

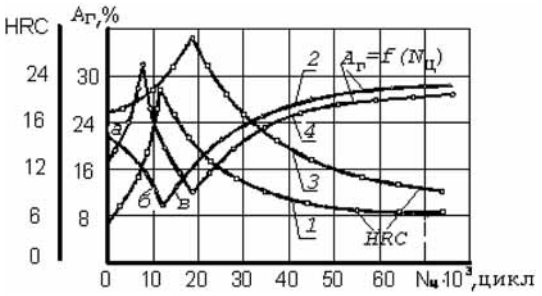


Рис. 2. Изменение площади петли гистерезиса и поверхностной твердости материала в зависимости от числа циклов нагружения — разгружения:

1 — изменение поверхностной твердости незакаленной стали 45; *2* — изменение площади петли гистерезиса незакаленной стали 45; *3* — изменение поверхностной твердости незакаленной стали 45; *4* — изменение площади петли гистерезиса закаленной стали 45

начала спада кривой петли гистерезиса, последующие значения которой асимптотически снижались, рис. 2. При этом площадь петли гистерезиса увеличивалась в 3 раза; в последующем она имела незначительное повышение при циклах нагружения до $6{,}4 \cdot 10^6$ циклов. Это увеличение сохранилось от $N_ц = 10 \cdot 10^3$ до $N_ц = 4 \cdot 10^6$ циклов, потом площадь петли гистерезиса возрастала и происходило разрушение материала. В точках (*б*) на рис. 2 при $N_ц = 10 \cdot 10^3$ и (*в*) изменение площади петли гистерезиса характеризует начало появления микротрещин, а при достижении критического уровня накопленной энергии в материале это приводит к усталостному разрушению образца.

Процесс усталостного разрушения материала был разбит на три стадии:

1. Стадия появления новых свойств материала за счет искажения кристаллической решетки;

2. Стадия приработки граней кристаллов, когда повреждение решетки связано со структурными изменениями в различных локальных объемах металла, распределенных по всему объему и заканчивается возникновением трещин;

3. Стадия развития трещин. Этот процесс более длительный и, как правило, он составляет до 70 % общего числа циклов нагружения.

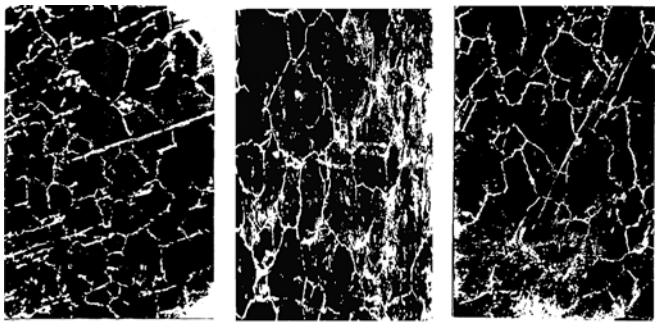
На рис. 2 угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса от числа циклов нагружения характеризует интенсивность изменения микротрещин. Каждый участок кривой рассеивания энергии отличается по своим параметрам относительно начала появления микротрещин.

Процесс зарождения и развития трещин в третьей стадии при переменных напряжениях можно разделить на два периода: к первому периоду относятся явления образования трещин, размеры которых выходят за пределы одного зерна, и происходит значительное повышение затрат энергии на деформацию образца (угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса составляет более 17...19°; второй период характерен наличием сети разветвляющихся, растущих трещин (см. рис. 2, точка *в*). Эти трещины являются многочисленными внутренними концентраторами, приводящими к значительно большим напряжениям, чем напряжения, послужившие причиной возникновения первой трещины.

Процесс накопления в материале конструкций усталостных повреждений завершается образованием трещины, что, однако, не означает полного исчерпания ее ресурса. В определенных условиях элементы конструкции с трещинами могут работать еще некоторое время. Этот период эксплуатации называют живучестью. Характеристики живучести элементов конструкции с трещинами находят при циклическом нагружении. Механизм роста трещин можно выявить экспериментально [2].

Результаты исследования. Экспериментальное определение роста микротрещин в детали основано на предположении об однородности и неразрывности материала, т. е. оно возможно только при условии, что трещины еще не возникли. Такое допущение можно считать применимым к случаям переменных во времени напряжений только до возникновения микротрещин (до точки *в*, рис. 2). На третьей стадии в материале происходят двойникование кристаллической решетки и развитие микротрещин. Двойники представляют собой два объема одной и той же фазы, разграниченные плоской поверхностью раздела, по отношению к которой они определенным образом ориентированы. Эту ориентацию легко представить как зеркальное отражение определенных кристаллографических плоскостей, то есть направления одной части двойника к другой. Поверхность двойникования является границей с минимальным запасом свободной энергии и поэтому она представляет собой плоскость.

Двойники имеют вид полосы, ограниченной двумя параллельными поверхностями раздела. Поскольку рост полосок в боковом направлении сопровождается искажением плоских поверхностей раздела двойника и поглощением большего количества энергии, то двойникование происходит нелегко и выглядит в виде тонких полосок.



а) *б*) *в*)

Рис. 3. Изменение внутренней структуры стали 45 от количества циклов нагружения и разгружения:
а — $N_ц = 1$; *б* — $N_ц = 12 \cdot 10^3$; *в* — $N_ц = 21 \cdot 10^3$

Металлографический анализ показал взаимосвязь между характером распространения трещин и микроструктурой материала, а также позволил оценить степень и характер пластической деформации, связанной с процессом разрушения. Эти результаты представляют интерес с точки зрения теории и практики, так как в настоящее время механизмы разрушения микроструктуры материалов изучены недостаточно полно. Процесс разрушения становится решающим фактором при определении скорости роста микротрещин, а затем и ресурса детали.

Возникновение микротрещин определено по изменению площади петли гистерезиса в характерных точках (*а*, *б*, *в*, рис. 3), которые были зафиксированы с помощью электронного микроскопа. В критической точке (см. рис. 2, *б*) потеря энергии приводит к двойникованию кристаллической решетки, в результате которого часть энергии освобождается (совершает работу по деформированию кристаллической решетки). Это свидетельствует о начале появления микротрещин [3]. При этом наблюдается снижение поверхностной твердости. Величина внешней работы, затраченной на деформацию материала, имеет вид:

$$J = 2{,}723 \cdot 10^{-6} A_г \mu_{\sigma\varepsilon} V_м \operatorname{sign} \dot{A} / 2\pi, \qquad (2)$$

где $A_г$ — площадь петли гистерезиса; $\mu_{(\sigma,\,\varepsilon)}$ — масштабные коэффициенты по напряжениям σ и относительным деформациям ε; $V_м$ — объем испытываемого материала (образца); $\dot{A}_г$ — модуль скорости изменения площади петли гистерезиса по *i*-му режиму нагружения.

Часть этой энергии затрачивается на разрушение кристаллической решетки, ее величину можно выразить в виде:

$$\Delta J_{раз} = 2{,}723 \cdot 10^{-6} F_N \Delta s_i / 2\pi, \qquad (3)$$

где F_N — величина силы, затрачиваемая на деформацию материала; ΔS — приращение величины микротрещины.

Для получения уравнений, описывающих рост микротрещин, необходимо рассмотреть повреждения и разрушения структурных элементов, попадающих на фронт трещины. Поскольку распространение трещины происходит в поврежденном материале, причем накопление повреждений продолжается и на стадии распространения, то эти процессы следует рассматривать совместно. В общем случае задача осложнена необходимостью учета зоны концентрации напряжений и пластического деформирования, охватывающей большое число структурных элементов, которые расположены вблизи фронта трещин.

Используя условия равновесия внешних (2) и внутренних (3) энергозатрат, в первом приближении можно получить выражение:

$$A_{r_i} \mu_{(\sigma\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_г V_M = F_N \Delta s_i,$$

из этого следует:

$$\Delta s_i = A_г \mu_{(\sigma\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_г V_M / F_N,$$

учитывая, что $V_M = A_{об} l_{об}$, где $A_{об}$ — площадь поперечного сечения образца; $l_{об}$ — длина образца.

Тогда:

$$\Delta s_i = A_{r_i} l_{об} \mu_{(\sigma\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_г / \sigma_{-1}, \qquad (4)$$

где σ_{-1} — предел прочности материала при циклическом нагружении.

Полученное выражение (4) позволит найти уравнение роста микротрещин за определенное число циклов нагружения:

$$\frac{\Delta s_i}{\Delta N_{ц_i}} = \frac{A_{r_i}}{N_{ц_i}} \mu_{(\sigma\varphi)} \operatorname{sign} \dot{A}_г \frac{l_{об}}{\sigma_{-1}}. \qquad (5)$$

В общем случае скорость роста микротрещин можно описать в виде произведения двух функций, одна из которых $f_1(J)$ — зависит от уровня энергозатрат, а другая — $f_2(\Delta J_{раз})$ — только от приращения микротрещины. По результатам экспериментов получаем следующую зависимость:

$$\Delta \dot{s} = f_1(J) f_2(\Delta J_{раз}),$$

где $\Delta \dot{s}$ — производная по числу циклов нагружения или по времени.

Таблица 1

Значение эффективных концентраторов напряжений для образца из стали 45 и 40Х с отверстием d = 6 мм

Виды деформации	Сталь 45			Сталь 40*Х*		
	$J(N_ц)$, кВт · ч/цикл		$K_г$	$J(N_ц)$, кВт · ч/цикл		$K_г$
	сплошной	с концентратором		сплошной	с концентратором	
Кручение	$1{,}68 \cdot 10^{-9}$	$1{,}42 \cdot 10^{-9}$	0,75	$0{,}19 \cdot 10^{-9}$	$0{,}159 \cdot 10^{-9}$	0,84
Изгиб с вращением	$2{,}3 \cdot 10^{-9}$	$1{,}58 \cdot 10^{-9}$	0,69	$0{,}21 \cdot 10^{-9}$	$0{,}14 \cdot 10^{-9}$	0,66

Полагая, что отказ происходит в момент достижения предельно допустимого уровня энергозатрат $[\Delta J_{раз}]$, для определения ресурса получаем выражение:

$$t = \left[\Delta J_{раз}\right] / \Delta \dot{s}\,.$$

Здесь скорость изменения внешних энергозатрат является случайной величиной с заданной функцией распределения вероятностей, из чего следует, что ресурс является функцией случайного параметра, зависящего от числа циклов нагружения ($\dot{J}(N_ц)$). В соответствии с методами определения закона распределения вероятностей случайного аргумента функцию распределения вероятностей можно выразить как время безотказной работы детали:

$$R(t) = 1 - f_k\left(\frac{\left[\Delta J_{раз}\right]}{\Delta \dot{s}}\right).$$

Техническое состояние транспортного средства, для которого прогнозируется остаточный ресурс, характеризуется средним показателем энергозатрат, зависящего от числа циклов нагружения $\bar{J}(N_ц)$. Если изменение энергозатрат транспортного средства при дальнейшей эксплуатации описывается теми же вероятностными характеристиками, что и изменение ресурса рассматриваемого в исходном состоянии, то за начало отсчета можно принять точку с координатами $\{\bar{J}(N_ц), N_ц\}$.

Резкое локальное возмущение поля внутренних сил в материале характеризуется концентраторами напряжений. При увеличении нагрузки напряжения в зоне концентратора достигают предела текучести раньше, чем в других местах. При этом остаточный ресурс определяется как:

$$R(t)_{ост} = \frac{J(N_ц) - \bar{J}(N_ц)}{\Delta \dot{s}} K_г, \qquad (6)$$

где $K_г$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений определен соотношением:

$$K_г = \frac{J(A_r)_k}{J(A_r)_г},$$

где $J(A_г)_k$ — затраты энергии на деформацию детали с концентратором; $J(A_г)_s$ — затраты энергии на деформацию детали гладкого образца.

Причиной значительного снижения усталостной прочности могут служить задиры на поверхности детали, возникающие при грубой обработке резанием, являющиеся концентраторами напряжений, табл. 1.

Степень чувствительности материала к местным напряжениям при определенном количестве циклов зависит от свойств материала и размеров детали. Результаты проведенных расчетов с использованием теории множеств показали, что влияние абсолютных размеров не сказывается на изменении затрат энергии; если диаметр образца превышает 50 мм, то нарастание эффективных коэффициентов концентрации $K_г$ становится незначительным.

На рис. 4 представлена зависимость коэффициента чувствительности от радиуса надреза стали 40Х после прокатки.

Поскольку коэффициенты чувствительности q_r, определенны при различных концентраторах, довольно устойчивых для легированных сталей (сталь 40Х), то их можно использовать для ориентировочной оценки материала.

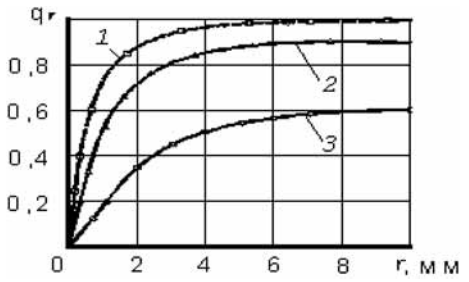


Рис. 4. Зависимость коэффициента чувствительности q_r от радиуса r надреза для различной структуры стали:

1 — мелкозернистой закаленной; *2* — нормализованной, *3* — крупнозернистой

Таблица 2

Результаты испытаний стали 40Х при различных режимах нагружения

Характеристика образца	Изменения площади петли гистерезиса относительно начала появления микротрещин			
	0,2 [τ]	0,4 [ф]	0,6[τ]	0,8 [τ]
Затрачено энергии на деформацию, кВтч/цикл	$0{,}08 \cdot 10^{-9}$	$0{,}11 \cdot 10^{-9}$	$0{,}14 \cdot 10^{-9}$	$0{,}19 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент рассеяния энергии, %	0,27	0,32	0,64	0,78
Угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса, рад/цикл	0,0012	0,0027	0,0032	0,0051
Скорость роста микротрещин, мм/цикл	$0{,}081 \cdot 10^{-8}$	$0{,}11 \cdot 10^{-8}$	$0{,}14 \cdot 10^{-8}$	$0{,}193 \cdot 10^{-8}$
Ресурс $R(t)$, кВт · ч	$\leqslant 10^7 N_ц$	$0{,}622 \cdot 10^6$	$0.41 \cdot 10^6$	$0{,}52 \cdot 10^5$
Прогнозируемое значение ресурса $R(t)$,кВт · ч	$\leqslant 10^7 N_ц$	$229{,}6 \cdot 10^6$	$128 \cdot 10^6$	$101{,}9 \cdot 10^5$

Сравнительные данные по характеристикам циклической прочности образцов из сталей 45 и 40Х с различными вариантами термической обработки при постоянном режиме нагружения показали, что изменение площади петли гистерезиса до появления микротрещин относительно начального цикла составило 8,3 и после появления микротрещин 11,1 единицы. Экспериментальные значения коэффициента рассеяния энергии на деформацию образцов после появления микротрещин снижаются приблизительно на 30 %.

На основании системного подхода, используя теории графов и множеств, можно определить влияния рассматриваемых концентраторов на ресурс материала по изменению площади петли гистерезиса. Для каждого вида исследованных концентраторов определены значения рассеянной энергии на деформацию материала.

Благоприятно сказывается на снижение роста микротрещин (определяемое по углу наклона кривой петли гистерезиса) хромирование, цементация и закалка поверхности детали. Наибольший угол наклона кривой изменения петли имеют валы со шлицами. Для стали 40Х величина q_r близка к единице, стали 45 — в среднем $q_r = 0{,}6...0{,}8$, причем более прочным материалам соответствуют большие значения q_r. Коэффициент чувствительности мелкозернистой термически обработанной стали близок к единице. Поэтому часть кривых при $r < 1$ мм можно считать условными и совершенно не отражающими истинной картины явлений, происходящих в материале. В табл. 2 приведены результаты испытаний стали 40Х при числе $4{,}3 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Чувствительность детали к концентрации напряжений уменьшается с увеличением градиента $dA_г/dr$. Это объясняется тем, что при возрастании градиента высокие напряжения возникают в малых объемах материала. Тем самым уменьшается вероятность образования местных пластических деформаций и усталостных микротрещин.

Выводы

1. В основном детали транспортных средств подвергаются циклическому нагружению — разгружению, тем самым образуют петли гистерезиса, площади которых характеризуют рост микротрещин, а по скорости их роста можно прогнозировать ресурс детали.

2. Выражение для определения ресурса детали позволяет прогнозировать остаточный ресурс с учетом концентратора напряжений и эффективности принимаемых технических мер.

2. В рамках описанной модели можно оценить используемые меры, которые могут быть приняты в моменты остановок эксплуатации транспортных средств для повышения остаточного ресурса, что позволит не только выявить ненадежные элементы и заменить их на новые, но и более точно оценить техническое состояние транспортного средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Проектирование** полноприводных колесных машин. Т. 1 / Под ред. А. А. Полунгяна. М.: изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. — 484 с.
2. **Капуста П. П., Верес А. И., Слабко И. А.** Экспериментальные исследования сопротивления усталости и разработка новой сборной конструкции рамы двухосного магистрального тягача с повышенным ресурсом [Текст] / П. П. Капуста, А. И. Верест, И. А. Слабко // Грузовик, 2011. — № 5. С. 34—39.
3. **А. с. № 2087895** Российской Федерации. МПК G 01 N 3/32 Устройство для определения накопления энергии в материале при циклическом нагружении [Текст] / И. Ф. Дьяков, А. М. Казаков, заявитель Ульяновский технический университет, заявл. 04.08. 94, опубл. 20.08. 97. Бюл. № 23.

УДК 629.113.004

С. Юданов, канд. техн. наук, старший инженер-разработчик отдела передовых инженерных разработок в области впрыска топлива, ВОЛЬВО, Гетеборг, Швеция
E-mail: chlzov_nik@mall.ru

БИО-ДИМЕТИЛЭФИР В КАЧЕСТВЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ТОПЛИВА — ОПЫТ ФИРМЫ VOLVO В РАЗРАБОТКЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ, РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДМЭ

Описаны особенности и преимущества диметилэфира как альтернативного автомобильного топлива, возможности его массового производства, исследования по безопасности использования и некоторые технические моменты, связанные с адаптацией ДВС под ДМЭ.

Ключевые слова: *диметилэфир, альтернативное топливо, безопасность, топливоподающая система, впрыск.*

Статья основана на материалах работ Volvo (Гетеборг, Швеция), направленных на определение лучшего по стоимости и экологичности автомобильного топлива на среднесрочную перспективу. Многолетние исследования и расчеты проводились для возможно более полного цикла производства и использования топлив, начиная с добычи исходного сырья и заканчивая использованием топлива в транспортных средствах с учетом достижимой ими экономичности, включая при этом все возможные для подсчета затраты и выделение CO_2, например стоимость транспортировки топлива и оборудования для этого, капиталовложения в постройку или переоборудование существующих заводов и заправок, ожидаемую стоимость транспортных средств и пр. Расчеты основывались, кроме прочих источников информации, на данных, получаемых при непосредственной разработке собственных конструкций грузовиков. За последние годы на Volvo созданы, с разной степенью проработки (начиная от единичных образцов и кончая комплексными полевыми испытаниями), не менее семи типов грузовиков, работающих на семи различных экологичных топливах или их смесях.

В ходе проработки направления использования диметилэфира (ДМЭ) в качестве топлива была подтверждена высокая энергетическая эффективность и экологичность процесса газификации биосырья и легкость дальнейшего получения из синетического газа ДМЭ или метилового спирта. Также было установлено, что производство ДМЭ очень удобно размещать на целлюлозно-бумажных предприятиях, используя как биосырье побочный продукт производства целлюлозы — черный щелок (ЧЩ), образующийся в значительных количествах. При таком получении ДМЭ высока эффективность землепользования в сравнении с другими моторными топливами, также полученными из неископаемого сырья [4]. Сравнительные оценки большинства известных топлив, включая традиционные ископаемые, с точки зрения полной энергоемкости циклов их получения и использования на грузовом автотранспорте и сопутствующих суммарных выбросов CO_2, показали значительные преимущества ДМЭ из черного щелока. Таким образом, было определено что это топливо теоретически имеет самый высокий потенциал среди рассмотренных альтернатив, выбор которых осуществлялся по принципу реальности коммерческого использования топлива на грузовом автотранспорте в среднесрочной перспективе.

Однако несмотря на упомянутые значительные преимущества ДМЭ как автомобильного топлива перед другими возобновляемыми топливами [4], следует признать, что вероятнее всего в Европе какое-то продолжительное время будут сосуществовать несколько их типов, на что производителям грузовиков придется отвечать разработкой соответствующих технологий по эффективному использованию таких топлив. Тем не менее, в свою очередь и производители грузовиков могут в той или иной степени формировать рынок альтернативного топлива. Одним из примеров такой работы

служит инновационный проект "Био-ДМЭ", в частности финансируемый ЕС и в целом курируемый Вольво, имеющий своими целями демонстрацию всей цепочки технологий от получения биосырья и до эксплуатационных испытаний грузовиков, специально сконструированных для работы исключительно на ДМЭ. В проект включено создание экспериментального завода для производства топлива, который уже построен рядом с целлюлозно-бумажным комбинатом на севере Швеции, открытие нескольких заправочных станций ДМЭ в разных пунктах страны, разработка технологий подготовки топлива к использованию (добавка смазывающих и других присадок), транспортировки, аппаратуры для собственно заправки топлива в баки, а также изучение всевозможных аспектов безопасности при применении ДМЭ на транспорте. Также во взаимодействии с международной ДМЭ-ассоциацией ведутся работы по разработке и утверждению международных стандартов в этой области.

Как известно, давление насыщенных паров ДМЭ несколько ниже [1], чем у распространенного в нашей стране и за рубежом LPG, или пропан-бутана, но в общем конструкции баков, хранилищ и прочего оборудования могут быть весьма похожими, что в принципе облегчает применение ДМЭ. Проработке вопросов безопасности в использовании уделяется очень большое внимание, но на самом деле трудностей в подготовке, например, помещений для хранения и ремонта транспортных средств не возникает. Несмотря на то что ДМЭ — легковоспламеняющееся вещество, соотношение его свойств испаряемости и температуры, необходимой для самовозгорания, может делать его даже более безопасным чем, например, дизельное топливо. В опытах по смачиванию нагретой до 600 °С стенки струей ДМЭ возгорания не происходило, поскольку ДМЭ испарялся так быстро, что предельная концентрация его в воздухе, необходимая для возгорания, не достигалась. Топливные баки испытывались на взрывоопасность нагреванием в открытом пламени на костре, что приводило лишь к открытию предохранительного клапана и выбрасыванию горящей топливной струи, но не к взрыву. Существующая конструкция баков на грузовике испытывалась имитацией аварийного бокового удара непосредственно в бак на скорости 30 км/ч, что также не приводило к утечкам или пожару.

Одним из основных предметов исследований и разработок на пути внедрения ДМЭ на рынок моторного топлива является система его подачи в двигатель. В настоящее время дизельный процесс применительно к ДМЭ является самым привлекательным. Показано, что высокий кпд дизелей может быть сохранен и на ДМЭ, причем при практически полном отсутствии сажи на выпуске и хороших возможностях достижения норм Евро-5 и, возможно, Евро-6 без использования сложной и дорогой системы нейтрализации ОГ. Задача создания системы подачи ДМЭ в дизель существенно упрощена тем, что высокое давление впрыскивания далеко не так важно: например, удовлетворительная экономичность при выполнении норм Евро-5 может достигаться дизелем размерностью порядка 2 л/цил. уже при давлениях впрыскивания 320—350 атм. Тем не менее, дизель на ДМЭ в общем сравним с дизелем на обычном топливе по своей чувствительности к правильной организации рабочего процесса, которая в очень большой мере зависит от оптимизации подачи и распределения ДМЭ в камере сгорания. Поэтому к топливоподающей системе ДМЭ предъявляются высокие требования по точности дозирования, моменту, продолжительности и качеству процесса впрыскивания.

Несмотря на относительно низкие требования к давлению впрыскивания, которые могли бы сделать предпочтительным применение более дешевой ТА разделенного типа, для ДМЭ оказывается целесообразным использование систем аккумуляторного типа. Это в первую очередь связано с неблагоприятными для разделенной ТА физическими свойствами ДМЭ (высокая сжимаемость, сильная зависимость от температуры, склонность к образованию паровых пробок и пр.), которые затрудняют достижение такими системами точной и качественной подачи топлива в широком спектре рабочих режимов. В свою очередь, большим недостатком традиционных аккумуляторных систем в применении к ДМЭ может оказаться постоянное существование топлива под большим давлением в подыгольной полости распылителя. Это связано с трудностями уплотнения ДМЭ вследствие его высокой текучести. Для устранения этого недостатка используется форсунка аккумуляторного типа с разгрузкой распылителя до относительно низкого остаточного давления в промежутках между впрыскиваниями [2]. В качестве насоса высокого давления аккумуляторной системы может использоваться, с относительно небольшими доработками, обычный насос с регулированием подачи дросселированием на всасывании. Опыт показывает, что существующие технологии производства традиционной дизельной ТА полностью применимы и достаточны для производства ДМЭ-ТА.

Вопрос сложности и, как следствие, ненадежности и дороговизны топливной системы для ДМЭ как целого в основном возникает, когда рассматривается использование систем принудительного возврата ДМЭ в баки и продувки при остановке двигателя, а также если оказывается необходимым использование охладителя топлива. Применение поблизости от распылителей автоматических подпружиненных изоляционных клапанов в линиях подачи топлива и отвода утечек устраняет необходимость систем возврата топлива и продувки при

Энергосодержание топлив на единицу объема при комнатной температуре (% к солярке)

Топливо	Давление в баке (атм)				
	0	5	200	350	700
Солярка	100	—	—	—	—
ДМЭ	0,17	55	—	—	—
Природный газ	0,10	0,5	21	37	73
Водород	0,03	0,20	5,8	7,7	13

Примечания.
1. Сжиженный природный газ при –163 °С содержит ≈61 % энергии солярки.
2. Сжиженный водород при –253 °С содержит ≈23 % энергии солярки. Применение гидридов может увеличить энергоплотность H_2 на 30...60 % в сравнении с его сжиженным состоянием.
3. При использовании баков под давлением или криогенных полезный объем теряется.

стоянке, поскольку перекрывается возможность вытекания топлива в цилиндры двигателя через закрытые распылители. Использование конструкции форсунок с малыми динамическими и статическими утечками [2] сокращает общий поток топлива через горячий двигатель, который затем возвращается в баки, так что естественный охлаждающий эффект топливных баков оказывается достаточным для поддержания температуры топлива на приемлемом уровне. За счет этих и других конструктивных решений сложность и стоимость установки системы топливоподачи ДМЭ на двигателе и на автомобиле и ее надежность могут быть вполне сравнимы с таковой для обычного дизельного топлива.

Относительно низкие теплотворная способность и удельный вес ДМЭ являются одним из недостатков, сокращающих возможный пробег на одной заправке. Однако в сравнении с другими альтернативными топливами (см. таблицу) этот недостаток не выглядит настолько серьезным, чтобы сместить ДМЭ с первых мест в списке кандидатов на широкое коммерческое использование. Практические результаты испытаний показывают, что реально возможно обеспечить пробег седельного тягача с полуприцепом полной массой 40 т до 1000 км, используя адаптированные баки LPG уже существующих сертифицированных моделей, установленные только на тягаче. В принципе возможно существенное удлинение пробега установкой дополнительных баков на полуприцепах, а также использованием автопоездов на основе более длиннобазных грузовиков с собственной грузовой платформой, имеющих возможности для установки более емких баков.

Имеющийся опыт испытаний и эксплуатации грузовиков на био-ДМЭ показывает, что в дополнение к концептуальным преимуществам, таким как примерно на 95 % сниженные по сравнению с обычным дизельным топливом эквивалентные выбросы CO_2, имеется и практически ощущаемое преимущество пониженной шумности двигателя, несмотря на то что пока никаких специальных работ в этом направлении не проводилось. Процесс воспламенения и сгорания на ДМЭ происходит несколько мягче из-за его высокого цетанового числа и особенностей процесса впрыскивания. Еще одно потенциальное преимущество работы на ДМЭ, которое может иметь успех у покупателей грузовиков — это улучшенная приемистость двигателя за счет перенастройки ТА с учетом отсутствия ограничителя подачи топлива по дымности ОГ.

В заключение можно предположить, что в ближайшие годы будет сделана серьезная заявка на внедрение в производство грузовиков на ДМЭ и масштабное предложение ДМЭ на рынке моторного топлива в Скандинавии. Готовящиеся законодательные ограничения или введение платы за удельные эквивалентные выбросы CO_2 могут сделать это топливо еще более выгодным для использования. Быстрое увеличение объемов производства ДМЭ в Азии, в частности Китае, и серьезные работы по ДМЭ-автотранспорту, уже длительное время проводящиеся в Японии, увеличивают шансы на то, что био-ДМЭ может оказаться выгодной статьей высокотехнологичного экспорта и нашей страны, учитывая ее богатые и возобновляемые лесные ресурсы и наличие мощной инфраструктуры по производству метилового спирта, от которого до ДМЭ — всего один короткий технологический шаг.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ho Teng** и др.: Thermochemical characteristics of Dimethyl Ether — an alternative fuel for compression-ignition engines, SAE paper 2001-01-0154, 2001 г.
2. **Yudanov S.** Fuel injection system suitable for low-viscosity fuels, US Pat. No. 7,549,410B2, 2009 г.
3. **Хачиян А. С.** Сравнительная оценка выбросов двуокиси углерода различными двигателями. Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ) "Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса", Москва, 2005 г.
4. **Юданов С. В.** Перспективы использования альтернативных автомобильных топлив. Сборник научных трудов МАДИ (ГТУ) "Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта", Москва, 2011 г.

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Lukianov G. Z., Sibilaev M. K.* Increase of operational properties of military wheel cars at the expense of application of electromechanical transmissions
The basic possibility of increasing the mobility of mility wheel cars by means of application of electromechanical transmissions is shown. The programmed methodical complex which allows to make a settlement estimation of cars in motion in different road conditions is created. The results of a comparative estimation of indicators of speed and traction properties in cars with both electromechanical and mechanical transmissions are given.
Keywords: traction electric motors, electromechanical transmission, the military automobile technics, the properties of speed and traction, the programmed methodical complex

6 *Krokhotin Ur. M., Grekhov V. L., Ivaschenko N. A., Markov V. A.* Battery fuel systems: untapped capabilities
The peculiarities of native battery fuel systems of diesels are analyzed. The test results of fuel systems on unmotored stand and diesel are given.
Keywords: fuel system, electrohydraulic injector, combined locking, diesel

11 *Vorobyev I. V., Malyutin V. O.* The influence of worn dampers on the performance of the car
Dampers are one of the most important elements of the suspension. They provide wheels adhesion during suspension vibration that are caused by roughness of the road.
Keywords: automobiles, dampers, safety, normative documents, technical failures, breaking distance

14 *Maksimov V. A., Grebenyuk V. V., Ismailov R. J., Dunin A. V., Knyazkov G. D., Roshchak S. V.* Short description of the diagnostic complex for operational accounting of parameters of functioning of the buses on the line
The article considers the problems of operation of the new rolling stock, entering the state unitary enterprise Mosgortrans, a description of the options diagnostic complex for determination of parameters of efficiency of urban buses.
Keywords: city buses, diagnostic equipment, vehicle, passenger transportations, electronic control systems, working processes

16 *Komov E. A.* Providing of the improve of vehicles reliability
The problem of reliability is providing and improving of products reliability and reduction of costs of their maintenance and repair. The solution of this problem is a joint of the necessary technical and economical measures in production and exploitation.
Keywords: reliability, design and technological measures, transport equipment, motor transport enterprises, transport organization, technical staff qualification

19 *Konkov V. A., Chekanov A. Y.* Maintain the technical condition of trucks at service stations
The growth of freight traffic with redistribution in favor of road transport consistently and rapidly leads to increase of truck fleet.
Keywords: truck fleet, technical services, maintain the technical condition, service station, demand for services, client service

22 *Yakubovich I. A., Pantin D. A.* About transport infrastructure development of far Northeast
The article considers the need of transport system development in Far Northeast, Russia for raising the economical and social status of this territory, which is the most perspective in using natural resource and recreational potential. Further development of the mining the territory features low recovery possibility and must have the environmental restrictions
Keywords: transport system, natural an recreational potential of the territory, Far Northeast environmental restrictions, environmental effect in the construction of roads

24 *Nguyen Minh Tien, Nguyen Van Dung, Rementsov A. N.* Methods and procedures control technical state of electronic engine control systems indicator ecological
The paper presents algorithms for finding the fault elements of electronic engine control systems.
Keywords: environmental performance, a mathematical model, engine, electronic control systems, diagnostic value priority

30 *Nazarov A. D.* Theoretical basic of calculation of influence of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts on engines' vibration and noise.
Formulas for calculation of absolute and relative values of oscillation speed and acceleration of engines in arbitrary and vertical directions are given, their noise pressure in dependence from total unbalanced mass (TUM) of crank connecting rod mechanism parts, and also intensity of increase of these parameters with constant values of crankshaft's rotational speed and maximum unbalanced mass. Obtained were formulas, which allow calculating noise pressure on engines in dependence from TUM of crank parts, if known is a regularity of its influence on oscillation speed in vertical direction. While calculating allowable and maximum allowable values of the mass, when main criteria is its influence on vibration and noise of engines, it's appropriate to limit oscillation speed of latter in vertical direction.
Keywords: V-8 engines, total unbalanced mass, additional unbalanced momentum, vibrations, noise

35 *Pozdeev A. V., Diyakov A.S., Novikov V. V., Ryabov I. M.* Research of an dual-chamber pneumatic spring with switching of cavities
The article presents the results of dual-chamber pneumatic spring theoretical studies and bench tests with elastic-damping characteristic control algorithm in amplitude and direction according to which the separation of working and an additional chambers occurs at the time of changing the direction of deformation and the connection of these chambers with pressure equalization is carried out after a short passage of a static position.
Keywords: Dual-chamber pneumatic spring, Bench tests, Control algorithm, Rapid switching, Elastic-damping characteristic, Low-frequency resonance, Amplitude of pressure equalization

38 *Polyakov Yu. A.* Estimation of vibration loading of truck with independent suspensions
Keywords: independent suspension, spatial model of truck, estimation of vibration loading

40 *Dyakov I. F.* Forecasting of a resource of parts of vehicles under cyclic loading
The paper presents a technique of forecasting of a resource of the parts of machines under cyclic loading on the basis of the area of the hysteresis loop. With the help of this technique and the formed models it is possible to determine the residual life of parts of vehicles. The correctness of the calculations using the created technique has been checked experimentally in the laboratory samples of various materials.
Keywords: resource of parts of machines, dynamic loadings, fatigue damage, the beginning of emergence of microcracks, the area of the hysteresis loop

45 *Yudanov S.* Bio-dimethylether as automobile fuel — VOLVO experience in development of technology of production, distribution and using DME
Features and advantages of dimethylether as alternative automobile fuel, opportunity of its mass production, research on safety of use and some technical moments connected with adaptation engine under DME are described.
Keywords: dimethylether, Alternative fuel, safety, fuel system, injection

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 08.11.2012. Подписано в печать 20.12.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 6.37.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4