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

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
М. С. Высоцкий
Ю. М. Захарик
В. А. Зорин
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
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", 2011

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Гурский Н. Н., Захарик Ю. М., Новиков С. О.* Оптимальные электромеханические системы рулевого управления с переменными параметрами нагрузки

Исследование. Расчет

6 *Фасхиев Х. А.* Выбор рациональных параметров грузового автомобиля при разработке

15 *Марков В. А., Стремяков А. В., Мизев К. С., Девянин С. Н.* Расчетно-экспериментальное исследование распылителей дизельных форсунок с различной геометрией проточной части

Эксплуатация. Ремонт

28 *Арзамасцев Л. И., Синельников А. Ф.* Технология и оборудование для восстановления рабочих поверхностей блоков и гильз цилиндров автомобильных двигателей *(Продолжение)*

Испытания

36 *Устименко В. С., Алимурадов В. В., Еремина Н. А., Карпухин С. А., Титов Н. А.* Проблемы расчета показателей надежности автомобильной техники по результатам пробегов в нормальных условиях испытаний

48 *Abstracts of articles*

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

8 '2011

УДК 629.113-585

Н. Н. Гурский,
канд. техн. наук,
Ю. М. Захарик,
д-р. техн. наук,
С. О. Новиков,
канд. техн. наук
E-mail:
vehicle@tut.by

Оптимальные электромеханические системы рулевого управления с переменными параметрами нагрузки

Рассмотрен метод оптимального управления электромеханической системой с переменным моментом инерции нагрузки с учетом корректирующей обратной связи по скорости на основе модифицированного принципа максимума.

Ключевые слова: *электромеханическая система, оптимальное управление, электропривод постоянного тока, методика оптимального управления, позиционирование, электрические потери.*

Введение. В настоящее время в конструкции автомобилей активно внедряются электромеханические приводы и системы. Внедрение происходит в тормозные системы, системы управления трансмиссиями и двигателями, в подвесках, а также в рулевых управлениях. На смену механическим и гидравлическим приводам приходят электромеханические системы заданной архитектуры. В равной степени это актуально как для легковых, так и для грузовых автомобилей. Возможность внедрения электромеханических систем в рулевые управления грузовых автомобилей в качестве следящих структур, реализующих управляющие воздействия водителей, сопряжено с рядом трудностей, основными из которых являются работы по обеспечению оптимального управления.

В настоящее время больше всего разработок и исследований посвящено оптимальному управлению двигателем постоянного тока. В основном это задачи оптимального управления по быстродействию, производительности и нагреву. Эти задачи решаются методами динамического программирования, вариационного исчисления и принципом максимума Л. С. Понтрягина. Наиболее известными являются работы Ю. П. Петрова [1]. Однако аналитические решения, которые можно получить данными методами, возможны только для электромеханических объектов с линейными характеристиками. Например, для электромеханических систем (ЭМС) с переменными параметрами, к которым можно отнести и электропривод постоянного тока (ЭПТ) с переменным моментом инерции нагрузки, перечисленные методы не позволяют получить решения в замкнутом виде.

Актуальность задачи. Для исполнительных механизмов рулевого управления момент инерции на валу ЭПТ зависит от положения механизма, т. е. он является функцией текущего значения пути перемещения или угла поворота исполнительного механизма. Для подобных ЭПТ уравнение равновесия моментов на валу должно учитывать зависимость момента инерции от пути.

В общем случае определение оптимального управления при моменте инерции, зависящем от пути, достаточно сложная задача, которая требует интегрирования дифференциального уравнения четвертого порядка, что не всегда может быть выполнено в элементарных функциях. Если эту зависимость аппроксимировать кусочно-постоянной (ступенчатой) функцией, то для определения оптимального управления достаточно найти условия равновесия моментов в точках скачков момента. Изложенный подход является частным случаем, однако он позволяет упростить решение задачи, а учет переменного момента инерции дает возможность улучшения динамических свойств системы управления. Кроме этого, такое решение задачи позволяет снизить электрические потери при управлении ЭПТ с переменными параметрами и, как следствие, на-

правлено на экономию энергоресурсов, что в настоящее время является актуальным.

Методика оптимального управления. Рассмотрим методику оптимального управления электромеханической системой рулевого управления на примере прикладной задачи позиционного управления ЭПТ по критерию минимума электрических потерь с учетом локальных ограничений в замкнутой системе управления.

В формальной постановке задача оптимального управления ЭПТ сводится к решению задачи позиционирования с минимизацией потерь и фиксированным временем.

Движение электропривода описывается системой уравнений:

$$\frac{dq}{dt} = i^2;\ J(\alpha)\frac{d\nu}{dt} = \mu_э - \mu_н;\ \frac{d\alpha}{dt} = \nu, \quad (1)$$

где q — потери; i — ток якоря; J — момент инерции; α — угол поворота вала двигателя; ν — угловая скорость вала двигателя; $\mu_э$ — вращающий момент; $\mu_н$ — момент нагрузки.

Граничные условия имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &\nu(0) = \nu_0,\ \nu(T) = \nu_т, \\ &\alpha(0) = \alpha_0,\ \alpha(T) = \alpha_t. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Требуется перевести электропривод из одного состояния при угловой скорости $\nu(0) = \nu_0$, и угле поворота $\alpha(0) = \alpha_0$ в другое заданное состояние, соответствующее скорости $\nu(T) = \nu_т$ и углу поворота $\alpha(T) = \alpha_т \geqslant \alpha_0$, с минимальными потерями Q за фиксированное время T, не нарушив локальные ограничения этого ЭПТ.

Момент нагрузки $\mu_н$ будем считать постоянным, а момент инерции J, зависящим от угла α. Момент инерции аппроксимируется кусочно-постоянной функцией аргумента α.

Необходимо при решении системы (1) с граничными условиями (2) выбрать такой закон изменения тока якоря, при котором функционал имеет минимум

$$q = \int_0^T i^2 dt \to \min. \quad (3)$$

Построим для системы (1) с граничными условиями (2) функцию Л. С. Понтрягина:

$$H = \psi_0 i^2 + \psi_1 \frac{(i - \mu_н(\alpha, \nu))}{J(\alpha)} + \psi_2 \nu \quad (4)$$

и составим систему уравнении для сопряженных переменных:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d\psi_0}{dt} = 0; \\ &\frac{d\psi_1}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial \nu} \neq \text{const}; \\ &\frac{d\psi_2}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial \alpha} \neq \text{const}; \\ &\frac{d\nu}{dt} = \frac{i - \mu_н}{J(\alpha)};\ \frac{d\alpha}{dt} = \nu, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где ψ — безразмерные функции "времени".

Из условия нормирования функции Л. С. Понтрягина выбирается $\psi_0 = -1$. Однако ψ_1 и ψ_2 не постоянны. Для их определения необходимо решение нелинейного дифференциального уравнения. Приведенная краевая задача исключительно сложна для численного решения системы (5) и тем более затруднительна при ее практической реализации на микропроцессорной основе.

Численное решение этой задачи оказывается возможным на основе модифицированного принципа максимума [2], предназначенного для решения задач с немонотонным изменением аргумента (времени).

Рассмотрим решение задачи позиционного управления ЭПТ в замкнутой системе для случая, когда момент инерции зависит от угла поворота вала двигателя, а момент нагрузки постоянен или является функцией угловой скорости вала электропривода. Будем также полагать, что при решении задачи оптимального управления в результате замены времени t на одну из фазовых переменных течение нового "времени" немонотонно.

Похожую задачу, но с постоянным моментом инерции и моментом нагрузки, являющимся функцией угловой скорости вала

электропривода, на основе вариационного исчисления решал Ю. П. Петров.

После замены аргумента t на ν система уравнений привода (1) примет вид:

$$\frac{dq}{d\nu} = \frac{J(\alpha)i^2}{i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)};\ \frac{dt}{d\nu} = \frac{J(\alpha)}{i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)};$$
$$\frac{d\alpha}{d\nu} = \frac{J(\alpha)\nu}{i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)}. \qquad (6)$$

Зададим граничные условия:

$$q(0) = 0;\ \nu(0) = \nu_0 = 0;\ \nu(T) = \nu_{\text{T}} = 0;$$
$$\alpha(0) = 0;\ \alpha(T) = \alpha_t. \qquad (7)$$

Требуется на решениях системы (6) с граничными условиями (7) выбором закона изменения тока обеспечить минимум функционалу (3). Построим для системы (6) функцию Л. С. Понтрягина:

$$H = \frac{\left(\psi_0 i^2 + \psi_1 + \psi_2\nu\right)J(\alpha)}{i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)}. \qquad (8)$$

Уравнения для сопряженных переменных будут иметь вид:

$$\frac{d\psi_0}{d\nu} = -\frac{\partial H}{\partial q} \equiv 0;\ \frac{d\psi_1}{d\nu} = -\frac{\partial H}{\partial t} \equiv 0;$$

$$\frac{d\psi_2}{d\nu} = -\frac{\partial H}{\partial \alpha} = -\frac{(\psi_0 i^2 + \psi_1 + \psi_2\nu)}{\left(i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)\right)^2} \times \qquad (9)$$

$$\times\left[\frac{dJ(\alpha)}{d\alpha}\left(i-\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu)\right) + \left(\frac{\nu^2}{2}\right)\frac{J^2(\alpha)}{d\alpha^2}\right].$$

Проведем ступенчатую (кусочно-постоянную) аппроксимацию зависимости $J(\alpha)$, тогда ψ^2 также будет кусочно-постоянной. Полагаем $\psi_0 = -1$. Из условия $\partial H/\partial i = 0$, определяем оптимальный закон изменения тока якоря:

$$i^* = \mu_{\text{н}}(\alpha,\nu) \pm \sqrt{\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu) + \psi_1 + \psi_2\nu}. \qquad (10)$$

Обозначим некоторую ступень постоянства $J(\alpha)$ и ψ_2 индексом j, а следующую за ней индексом $j+1$. Точки разрывов кусочно-постоянной функции $J(\alpha)$ от аргумента ν не зависят. Поэтому гамильтониан в оптимальном процессе непрерывен. Исходя из этого, приравниваем соответствующие индексы j и $j+1$:

$$\frac{\left(i_j^{*2} + \psi_1 + \psi_{2j}\nu_j\right)J_j}{i_j^* - \mu_{\text{н}j}} = H_j = H_{j+1} =$$
$$= \frac{\left(i_{j+1}^{*2} + \psi_1 + \psi_{2j+1}\nu_{j+1}\right)J_{j+1}}{i_{j+1}^* - \mu_{\text{н}j+1}}. \qquad (11)$$

Подставляя выражение (10) в выражение (11) и решая полученное уравнение относительно ψ_{2j+1}, получаем формулу для определения ψ_{2j+1} в виде:

$$\psi_{2j+1} = \frac{\left[\left(\frac{J_1 i_j^*}{J_{j+1}} + \mu_{\text{н}j+1}(\alpha,\nu)\right)^2 - \mu_{\text{н}j+1}^2 - \psi_1\right]}{\nu_j}. \qquad (12)$$

Процесс позиционирования имеет участки разгона и торможения. Из непрерывности гамильтониана в оптимальном процессе следует непрерывность оптимального управления (тока i^*), и поэтому переключение на торможение происходит при скорости $\nu = \nu_n$, определяемой из условия $\mu_{\text{н}}(\alpha,\nu) + \psi_1 + \psi_2\nu = 0$. Задаваясь при таком моделировании работы системы (1)—(10) различными значениями констант ψ_1 и ψ_2, подбираем такие их значения, чтобы значения T и $\alpha(T)$ совпали с заданными в постановке (1) значениями. Полученный процесс и будет являться решением задачи в исходной постановке.

Задача позиционного управления ЭПТ. В соответствии с приведенной выше общей методикой получено решение системы уравнений (1) и решена задача позиционного управления ЭПТ с переменным моментом инерции в зависимости от угла поворота вала ЭПТ [3].

Для моделирования управления ЭПТ с переменным моментом инерции на основе математического аппарата модифицированного принципа максимума зададимся конкретным законом изменения зависимости $J(\alpha)$, например в виде

$$J(\alpha) = J_0 + (k_1\alpha + k_2\alpha^2)e^{k_3\alpha}, \qquad (13)$$

где J_0, k_1, k_2, k_3 — константы.

Таблица 1

Результаты моделирования с коэффициентом ψ_2 = var

Исходные данные		Результаты расчетов			
ψ_1	ψ_2	T	ν	α	q
2000 50,5 7	–1300 –16,7 –0,02	0,1260 1,503 2,889	0,08395 0,09776 0,09756	0,1199 1,597 2,445	78,62 14,33 4,251

Таблица 2

Результаты моделирования с коэффициентом ψ_2 = const

Исходные данные		Результаты расчетов			
ψ_1	ψ_2	T	ν	α	q
2010 90 13	–1453 –76,5 –15	0,1260 1,505 2,992	0,08339 0,098938 0,09836	0,1201 1,579 2,440	78,88 16,50 4,338

Тогда для вычисления $\mu_н(\alpha, \nu)$ целесообразно использовать точную зависимость (13), поэтому из выражения (1) имеем

$$\mu_н(\alpha, \nu) = \mu_0 + \frac{\nu^2}{2} \times$$

$$\times\ [k_1 + (2k_2 + k_1k_3)\alpha + k_2k_3\alpha^2]e^{k_3\alpha}, \quad (14)$$

где μ_0 — константа.

Результаты сравнительного анализа. Сравнительный анализ полученных результатов проведем по критерию минимума потерь на правом конце траектории управления. Моделирование производилось для двух случаев:

1) позиционного управления ЭПТ с переменным моментом инерции, учитывающего изменение сопряженной переменной ψ_2 на каждом шаге итерационного процесса;

2) не учитывающего переменность сопряженной переменной ψ_2 (по Петрову).

Для получения конкретных результатов рассматривалась система уравнений (10), (12)—(14), которая моделировалась на ЭВМ. Результаты моделирования приведены в табл. 1 и 2.

По результатам моделирования проводилось сопоставление полученных данных по переменным $\alpha(T)$, T, $Q(T)$ на правом конце оптимальной траектории для двух случаев:

— оптимального управления током якоря в соответствии с уравнениями (12), где ψ_2 — величина, значение которой изменяется на каждом шаге вычислений и подставляется в выражение (10);

— оптимального управления по Ю. П. Петрову, при котором весовой множитель ψ_2 принимается постоянным на всем интервале вычислений.

Из сравнения и оценки полученных результатов по критерию (3) минимизации электрических потерь видно, что оптимальное управление по отношению к оптимальному управлению по Ю. П. Петрову снижает потери в меди якоря двигателя постоянного тока в зависимости от отрабатываемого угла в пределах 7—10 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Петров, Ю. П.** Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов [Текст] / Ю. П. Петров. — Л.: Энергоатомиздат, 1985. — 240 с.
2. **Панасюк, В. И.** Оптимальное управление в технических системах [Текст] / В. И. Панасюк, В. Б. Ковалевский, Э. Д. Политыко. — Минск : Навука і тэхніка, 1990. — 272 с.
3. **Новиков, С. О.** Проектирование оптимального по потерям регулятора для управления ЭПТ с переменным моментом инерции в системе программирования CoDeSys [Текст] / С. О. Новиков, А. В. Пащенко // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. — Минск: БИТУ, 2009. — № 3. — С. 28—34.

Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
проф.,
Уфимск. гос.
авиац. техн. ун-т
E-mail:
faskhiev@mail.ru

Выбор рациональных параметров грузового автомобиля при разработке

Описана методика многопараметрической однокритериальной оптимизации технико-экономических параметров грузового автомобиля на этапе разработки технического задания. Оптимизация ведется с точки зрения потребителя по критерию дисконтированные суммарные удельные эксплуатационные затраты за срок службы автомобиля. Приведен пример выбора двигателя для проектируемого автомобиля с оптимальными параметрами.

Ключевые слова: *автомобиль, технико-экономические параметры, разработка, оптимизация, удельные эксплуатационные затраты.*

Грузовой автомобиль — высокотехнологичное, наукоемкое изделие инвестиционного назначения, состоит более чем из 20 тыс. деталей и имеет специфические особенности проектирования. Разработка конструкции и организационно-технологическая подготовка производства новой модели занимают в среднем от 3 до 5 лет и требуют вложения от 0,5 до 1 млрд долларов инвестиций. Естественно, такой большой объем инвестиций может окупиться только при крупносерийном производстве новой модели. Для обеспечения окупаемости инвестиций и рыночного успеха нового товара решение об освоении его производства должно приниматься только после обоснования экономической эффективности его производства и конкурентоспособности на выбранном сегменте рынка.

Практика показывает, что на рынке товаров широкого потребления пользуются спросом лишь от 10 до 20 % новаций, а на рынке товаров инвестиционного назначения — около 40 % [1, 2]. В работе [3] приводится сведение о том, что лишь 31 % новых изделий, созданных машиностроителями Германии, доходит до рынка и только 12 % из них получают признание. Исследования Ламбена Ж. Ж. [4] показывают, что основными причинами провала нового товара на рынке являются: некачественный анализ рынка — 50 %; производственные проблемы — 38 %; нехватка финансовых ресурсов — 7 %; проблемы коммерциализации — 5 %. Причинами неудач товара на рынке могут быть: неправильное определение нужд потребителей; неверное представление у потребителей о товаре или отсутствие сведений о нем вообще; плохое качество и низкие эксплуатационные показатели товара; недостаточные маркетинговые исследования, по результатам которых неверно определены потенциальные рынки, объем производства, цена товара; недостаточный анализ товаров и деятельности конкурентов; неудачный выбор времени выпуска товара на рынок; запаздывание организации или отсутствие службы сервиса технически сложных товаров. Провал товара на рынке приводит к потере инвестиций, а в отдельных случаях может стать причиной банкротства предприятия. При этом соблюдается закономерность: с увеличением планируемой программы выпуска сумма убытков от освоения неудачной разработки возрастает.

Разработка и освоение новой продукции в планово-директивной экономике велись на основе ГОСТ 15.001—88 "Разработка и постановка продукции на производство. Основные положения". Система освоения производства изделия была направлена на создание и выпуск высококачественной и прогрессивной продукции, соответствующей современным достижениям науки и техники. Техническое задание, как правило, составлялось разработчиком и согласовывалось с заказчиком, проектной организацией, предприятием-из-

готовителем, с органами госнадзора и утверждалось ведущим министерством. Техническое задание на автомобили разрабатывалось с учетом требований и нормативов планирующих органов, возможностей производства согласно установленному министерством для данного автозавода типажу. На этапах технического предложения, эскизного, технического и рабочих проектов, испытания и доводки реализовывались в конкретной модели принятые технико-экономические параметры (ТЭП) нового автомобиля. При принятии решений предпочтение отдавалось техническим параметрам и во главу ставились проблемы производства автомобиля. Принятый подход к разработке новых моделей был обусловлен отсутствием конкуренции на рынке, централизованным распределением готовой продукции. Производители при этом недостаточно были заинтересованы в повышении потребительских качеств, экономичности, экологичности, технического уровня выпускаемой продукции и редко производили смену моделей. За рубежом жизненный цикл автомобиля длится в среднем 6—8 лет, а в России период выпуска автомобилей может длиться 30 и более лет. Например, автомобиль ГАЗ-66 выпускался 35 лет, ГАЗ-51 — 29 лет, а ЗИЛ-130, поставленный на конвейер в 1964 г., выпускается на Новоуральском автозаводе до сих пор.

От появления идеи до утилизации товар проходит ряд этапов. Разработка является ключевым этапом жизненного цикла изделия (ЖЦИ). В нем формируется и разрабатывается материальная база идеи, рожденной потребностями рынка. По оценкам американских специалистов, если все меры обеспечения качества принять за 100 %, то 75 % приходится на проектирование и доводку макетного образца, отладку технологии изготовления; 20 % — на контроль производственных процессов; 5 % — на окончательную приемку изделия. Европейская организация по качеству отмечает, что в мире действует правило "70-20-10", согласно которому 70 % отказов происходит из-за упущений при проектировании, 20 % — из-за некачественного изготовления и 10 % — из-за несоблюдения правил эксплуатации.

Разработка изделия представляет собой процесс, складывающийся из ряда последовательно выполняемых операций, в ходе которых создается конечный продукт — научно-техническая документация (НТД) для организационно-технологической подготовки производства (рис. 1). "Фундамент" экономической эффективности, качества и конкурентоспособности новой модели закладывается в

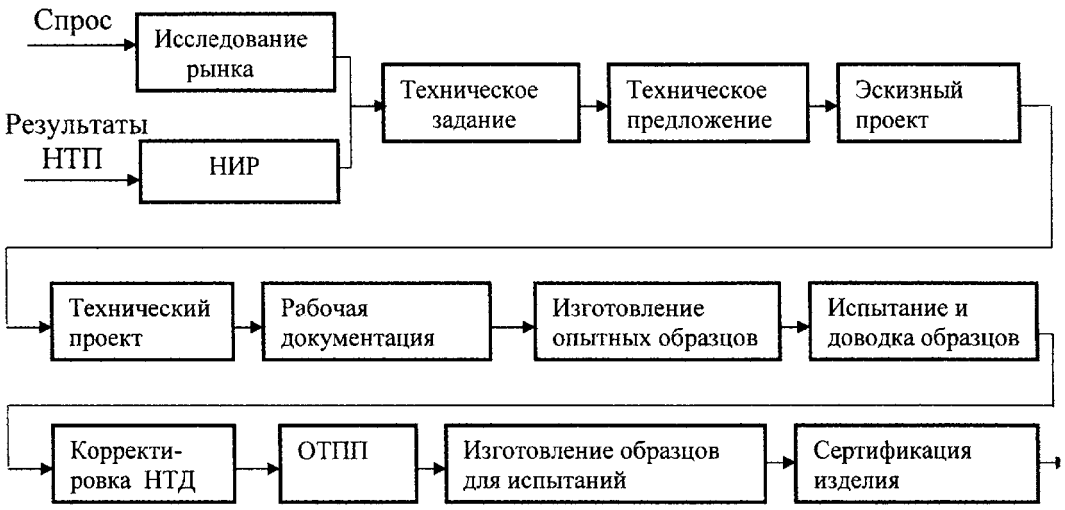

Рис. 1. Основные процессы разработки новой модели:

ОТПП — организационно-технологическая подготовка производства

проектном этапе. При технологической подготовке и производстве этот фундамент материализуется, а в эксплуатации реализуется. В каждом из этих этапов должен применяться системный подход с соблюдением следующих принципов: процесс принятия решения начинается с выявления и формулирования цели; цели отдельных подсистем не должны вступать в конфликт с целями всей системы; ЖЦИ рассматривается как целостная система, результаты процессов одного этапа являются входными данными последующего этапа; для достижения цели рассматриваются и анализируются альтернативные варианты решений; система должна быть структурна и все элементы системы иерархичны.

Этапы ЖЦИ, в том числе разработки, при системном подходе являются процессами, имеющими "вход", "выход" и "обратную связь". Система разработки нового изделия включает целевую, обеспечивающую, управляющую и управляемые подсистемы, которые в свою очередь делятся на подсистемы. Особенностью системного подхода при разработке является то, что исследованиями рынка, НИР, НТП, конкурентов, поставщиков, потребителей, контактных аудиторий, внешней и внутренней среды с учетом стратегического плана компании на предпроектном этапе формируются параметры "входа" и в процессе разработки все усилия направляются на преобразование их в высококачественный "выход".

Для разработки конкурентоспособного автомобиля должны быть обеспечены следующие четыре условия: 1) качество маркетинговых исследований и предварительных НИР ("вход") должны быть высокими, т. е. на оценку "отлично"; 2) качество "процесса" на этапе разработки, т. е. квалификация разработчиков и применяемый базис разработки должны отвечать условиям создания конкурентоспособного автомобиля; 3) благоприятная внешняя и внутренняя среда для протекания процесса; 4) организация и техническое обеспечение работ, способствующих переработать качественный "вход" системы в качественный "выход".

Оценка качества "выхода" при системном подходе равна низшей оценке предыдущих элементов, т. е. если не обеспечен высококачественный "вход", то не приходится ждать качественного "выхода". Вот почему при маркетинговой концепции разработки новых конструкций особое внимание уделяется предпроектному этапу — стратегическому маркетингу, предшествующему этапу составления технического задания. На этом этапе в процесс разработки вводятся в основном работы коммерческого характера. Процесс разработки насквозь пронизывается идеей наиболее полного соответствия нового товара требованиям потребителей и обеспечения его конкурентоспособности.

Конкурентные преимущества товара должны быть обеспечены уже на ранних этапах проектирования. Для обеспечения конкурентоспособности новой модели при разработке необходимо придерживаться следующих принципов:

обеспечить эксклюзивность товара, т. е. в нем должны быть особые свойства, дающие потребителю дополнительные, сравнительно аналогов, преимущества;

учесть "скрытые", еще не удовлетворенные требования покупателей; при решении технико-коммерческих проблем интересы потребителей ставить на первое место;

товар разработать на определенный сегмент рынка;

обеспечить превосходство новой модели аналогов по интегральному показателю качество/цена;

использовать имеющиеся "ноу-хау" предприятия;

на всех этапах разработки товара, начиная с маркетинговых исследований, применить самые передовые методы анализа, прогноза, оптимизации, моделирования, оценки конкурентоспособности и экономической эффективности изделий;

на следующий этап — проектирования переходить только после достижения необходимого уровня экономической эффективности, качества и конкурентоспособности товара средствами предыдущего этапа;

проектирование вести с учетом перспективных показателей, которые будут достигнуты к началу освоения новой модели;

модель разрабатывать в неразрывном единстве научных достижений в области проектирования и производственно-технологических возможностей предприятия;

на предпроектном этапе рассматривать многовариантность модели, а в последующих этапах — многовариантность локальных технических решений;

модель спроектировать на принципах минимизации номенклатуры деталей в изделии;

в конструкции учитывать знания и положительный опыт конструирования аналогичных изделий;

разработку и освоение производства вести с учетом фактора времени выхода на рынок новой модели.

Оптимизация ТЭП на ранних этапах разработки изделия — самый эффективный инструмент обеспечения их качества и конкурентоспособности. Под качеством изделия здесь подразумевается оцененное потребителем в конкретный момент времени в каком-либо сегменте рынка превосходство товара по ТЭП аналогов за жизненный цикл, достигаемое за счет максимального удовлетворения потребностей человеческого общества при минимальном для него и природе ущербе. Несмотря на глубокую разработанность методов обеспечения качества изделий на этапах разработки, один из наиболее эффективных инструментов для этих целей — оптимизация принимаемых организационно-технических решений, используется недостаточно. Причины тому носят как объективный, так и субъективный характер. В частности, в критериях оптимизации не учитываются коммерческие аспекты эксплуатации проектируемых моделей, методы оптимизации недостаточно полно приспособлены к специфике эксплуатации конкретных видов машин, сложность установления аналитических зависимостей ТЭП изделий, их многофакторность, неопределенность точных значений ТЭП на ранних этапах проектирования. Часто к вопросу оптимизации ТЭП машин подходят чисто технически, тогда как любая машина в эксплуатации должна не только выполнить какую-то технологическую операцию, но и приносить потребителю максимальный доход при минимальных затратах в определенных условиях эксплуатации. Благоразумный потребитель коммерческой техники всегда предпочтение будет отдавать более конкурентоспособной, т. е. превосходящей аналогов по критерию цена-качество. Конкурентоспособность изделия — это оцененное потребителем его превосходство по качеству и цене над аналогами в определенный момент времени, в конкретном сегменте рынка достигнутое без ущерба производителю. Другими словами, "экология" конкурентоспособного товара наиболее полно соответствует в рассматриваемый период "экологии" конкретных потребителей, поэтому продается больше, чем аналоги на этом рынке. Под "экологией" здесь подразумевается совокупность объективных особенностей объекта, характеризуемых частными технико-коммерческими показателями.

Успех процедуры оптимизации в существенной степени зависит от правильного выбора критерия оптимизации и установления обоснованных ограничений. Эффективность технологических машин определяется прежде всего наиболее полным соответствием их ТЭП эксплуатационным требованиям, поэтому критерии оптимизации должны приниматься с точки зрения потребителя. Практически вся совокупность технических параметров машины сказывается на ее экономичности, т. е. в интегральном показателе, который наиболее важен с точки зрения потребителя.

Разработчику необходимо установить зависимость экономичности проектируемой модели от его ТЭП. При наличии функции зависимости экономичности машины от его ТЭП уже на этапе разработки технического задания на изделие можно обеспечить его экономичность на уровне аналогов. Для этого с использованием математической модели зависимости критериального показателя от ТЭП изделия методом итераций производится выбор таких параметров изделия, которые обеспечивали бы ему значение критерия оптимизации на уровне конкурентных моделей.

В работе предложен основанный на экономико-математических моделях однокритериальный многопараметрический метод оптимизации ТЭП разрабатываемой модели автомобиля. Предложенный алгоритмический метод основан на принципе оптимальности Парето, согласно которому любые решения, улучшающие какие-

либо параметры объекта, считаются оптимальными, если при этом они не ухудшают других параметров объекта. Процесс оптимизации по Парето правильнее было бы назвать рационализацией параметров объекта. В роли критериального технико-экономического показателя предлагается принять интегральный показатель экономичности — удельные эксплуатационные затраты (УЭЗ) за жизненный цикл грузового автомобиля, рассчитываемые по формуле

$$УЭЗ = \sum_{t=1}^{T_{сл}} [S_{эксt}(1+i)^{-t}]/W_t \to \min, \qquad (1)$$

где $S_{эксt}$, W_t — эксплуатационные затраты и производительность автомобиля в t-том году; $T_{сл}$ — срок службы автомобиля; i — прогнозируемый годовой темп инфляции.

Годовая производительность автомобиля W_t рассчитывается по алгоритму [5] (рис. 2) с использованием 32-х ТЭП автомобиля, входящих в состав параметров технического задания на изделие. Новизна алгоритма расчета W_t в том, что коэффициент технической готовности автомобиля рассчитывается по четырехфакторному регрессионному уравнению расчета удельных эксплуатационных затрат на техническое обслуживание и ремонт (ТОР). Эксплуатационные затраты $S_{эксt}$ t-го периода рассчитываются по формулам (рис. 3), с использованием более 70 параметров, входящих в техническое задание, с учетом физических явлений перевозочного процесса грузового автомобиля [1].

Преимущества УЭЗ как критерия оптимизации в том, что он интегральный технико-экономический показатель, играющий ключевую роль в формировании прибыли хозяйствующего субъекта, комплексно сочетающий технические, эксплуатационные, производственные и экономические характеристики автомобиля. Кроме того, УЭЗ охватывают весь срок службы изделия, учитывают инфляцию, временной фактор, динамику параметров по мере старения автомобиля. Все ТЭП, входящие в формулу расчета УЭЗ, включены в техническое задание. Ни один из

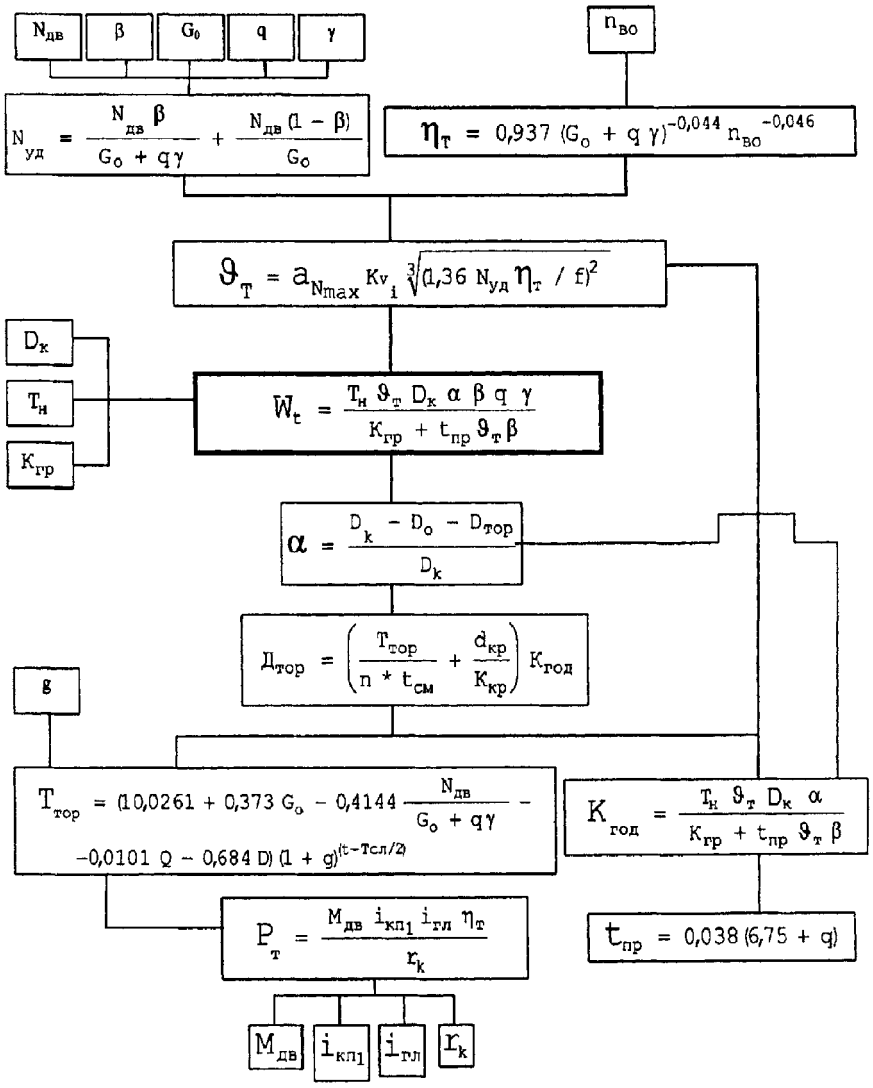

Рис. 2. Схема расчета производительности грузового автомобиля:

$N_{уд}$ — удельная мощность двигателя; q — грузоподъемность; γ — коэффициент класса груза; $n_{во}$ — число ведущих осей; $\eta_т$ — КПД трансмиссии; $D_к$ — число календарных дней; $D_о$ — дни простоя по организационным причинам; $D_{тор}$ — дни простоя в техническом обслуживании и ремонте; $d_{кр}$ — дни простоя в капитальном ремонте; g — годовой темп роста эксплуатационных затрат; t — текущий период; $t_{пр}$ — время на погрузку и разгрузку автомобиля; $K_{год}$ — годовой пробег; $T_{тор}$ — время, затраченное на техобслуживание и ремонт; n — количество ремонтных рабочих; $t_{см}$ — продолжительность смены; $V_т$ — средняя техническая скорость автомобиля; Q — линейный расход топлива; D — динамический фактор на I передаче; $P_т$ — сила тяги; $P_в$ — ветровая нагрузка; $M_{дв}$ — максимальный крутящий момент двигателя; $i_{кп1}$ — передаточное число на I передаче КП; $i_{гл}$ — передаточное число главной передачи; $r_к$ — динамический радиус колеса; β — коэффициент использования пробега; $T_{сл}$ — срок службы автомобиля; $T_н$ — время в наряде; $K_{гр}$ — длина груженой ездки; a_{Nmax} — коэффициент использования мощности; K_v — коэффициент рельефа местности

$$S_т = \frac{1{,}01\, K_{зим}\, K_{год}\, f\left[\beta(Go+\gamma q)+(1-\beta)Go\right]\left(\frac{1{,}05\,\vartheta_т}{\vartheta_н}-0{,}05\right)10^4\, C_т}{\rho\, H\, \eta_{дв}\, \eta_{тр}\, \eta_{ав}}(1+g_т)^t$$

$$S_{см} = K_{год}\left(\frac{\sum \vartheta_{1_i} c_i}{П_{то-1}}+\frac{\sum \vartheta_{2_i} c_i}{П_{то-2}}\right)+2\sum \vartheta_{ci}\, c_i+\frac{V_m\, \alpha\, C_м\,(1+g_{см})^t}{100}$$

$$S_{тор} = \left[T_{тор_t}\, C_{тар}\left(1+K_н\, K_{зу}+\frac{\alpha}{100}+\frac{\beta}{100}+\frac{\alpha+\beta}{10000}\right)\frac{K_{год}}{1000}\right]\left(1+g_{зу}\right)^t$$

$$S_ш = \frac{1{,}02\, C_ш\, n_ш\, K_{год}\, U\, \theta\, \vartheta_т}{1000\left(2-\beta\right)\left(h-h_q\right)\vartheta_н}$$

$$S_{ам} = \frac{\left(m_{an}+m''_{am}\right) Ц\, K_{год}\, K_{ам}}{100000}$$

$$S_{экс} = S_т + S_{см} + S_{тор} + S_ш + S_в + S_{ам} + S_н + S_д$$

$$S_в = K_{доп}\, C_{тар}\left[\frac{W}{q}\left(\frac{t_{пр}}{K_{гр}}+\frac{1}{\vartheta_э\, \gamma\, \beta}\right)+K_{орг}\, K_{год}\left(\frac{T_{тор}}{n\, t_{см}}+\frac{d_{кр}}{K_{кр}}\right)\frac{40}{n_р}\right]$$

$$S_н = \frac{\phi_2\, n_{мех}\, C_{тар}}{K_{авт}}\left(1+\frac{\alpha}{100}+\frac{\beta}{100}+\frac{\alpha\beta}{10000}\right)\frac{\varphi}{100}(1+g_н)^t$$

$$S_q = N_e\, C_н + C_д\, \frac{W}{L}\, T_{тар} + C_{стр}\, Ц$$

Рис. 3. Схема расчета годовых эксплуатационных затрат грузового автомобиля:

$K_{зим}$ — коэффициент повышения расхода топлива в зимний период; $\eta_{дв}$ — КПД двигателя; $\eta_{ав}$ — коэффициент учета специальных устройств, уменьшающих расход топлива; $C_т$ — стоимость топлива, руб.; ρ — плотность топлива, кг/л; H — теплота сгорания топлива, Дж/кг; V_{1i}, V_{2i} — объем i-й смазки, применяемой при ТО-1 и ТО-2, л или кг; $П_{то-1}$, $П_{то-2}$ — периодичность ТО-1 и ТО-2, км; C_i — стоимость i-го вида смазки, руб./л или руб./кг; $V_т$ — годовой расход топлива, л; $\alpha_м$ — расход масла на угар, %; $g_{см}$ — темп роста затрат на смазку по мере старения автомобиля; $C_{тар}$ — тариф ремонтных рабочих, руб./ч; $K_н$ — коэффициент накладных затрат; $K_{зч}$ — коэффициент учета запчастей на ремонт; α — коэффициент дополнительной зарплаты, %; β — коэффициент учета выплат в социальные фонды; $g_{зч}$ — темп роста затрат на запчасти; $n_ш$ — число шин; $C_ш$ — стоимость шины, руб.; U — удельный износ шин, мм/1000 км; θ — коэффициент учета условий эксплуатации шины; h — высота протектора новой шины, мм; h_q — минимально допустимая глубина протектора шины, мм; $m_{ат}$ — норма амортизации, %/1000 км; $Ц$ — цена автомобиля; $K_{ам}$ — коэффициент повышения нормы амортизации; $K_{доп}$ — коэффициент учета дополнительной зарплаты; W — годовая производительность автомобиля, т · км; $V_э$ — средняя эксплуатационная скорость, км/ч; $n_р$ — число рабочих дней в неделю; $n_{мех}$ — число механиков в гараже; $K_{авт}$ — число автомобилей в гараже; $g_н$ — темп роста накладных расходов; $C_н$ — ставка налога с владельцев транспортных средств, руб./л. с.; $C_д$ — ставка налога с пользователей автомобильных дорог; $C_{стр}$ — страховой тариф

технических интегральных критериев (КПД, удельная мощность, годовой пробег, коэффициент эффективности и пр.) не обладают такой степенью обобщения и значимости, какой обладает технико-экономический критерий УЭЗ. Динамика производительности и эксплуатационных затрат по мере старения автомобиля учтены коэффициентом темпа роста затрат g (см. рис. 1) и технической готовности автомобиля [6]

$$\alpha = (D_к - D_о - D_{тор})/D_к, \qquad (2)$$

где $D_к$ — число календарных дней в году; $D_о$ — число дней простоя по организационным причинам; $D_{тор}$ — дни простоя автомобиля под техническим обслужива-

нием и ремонтом (ТОР), определяемые по соотношению [6]

$$D_{\text{тор}} = [T_{\text{тор}t}/(nt_{\text{см}}) + d_{\text{кр}}/K_{\text{кр}}]K_{\text{год}}, \qquad (3)$$

где n — число ремонтников, одновременно обслуживающих автомобиль; $t_{\text{см}}$ — продолжительность рабочей смены у ремонтных рабочих, ч; $d_{\text{кр}}$ — дни простоя в капитальном ремонте; $K_{\text{год}}$ — годовой пробег автомобиля, тыс. км; $K_{\text{кр}}$ — пробег автомобиля до капитального ремонта, тыс. км; $T_{\text{тор}t}$ — удельная трудоемкость ТОР t-го периода в чел.-ч/1000 км, которая для большегрузных автомобилей общетранспортного назначения рассчитывается по разработанному авторами работы [5] четырехфакторному регрессионному уравнению

$$T_{\text{тор}t} = [10{,}0261 + 0{,}3738G_0 - 0{,}4144N_{\text{дв}}/(G_0 + \gamma q) - \\ - 0{,}0101Q - 0{,}684D](1 + g)^{(t - T_{\text{сл}}/2)}, \qquad (4)$$

где G_0 — снаряженной массы автомобиля, т; $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя, кВт; q — грузоподъемность автомобиля, т; γ — коэффициент класса груза; Q — контрольный расход топлива, л/100 км; D — динамический фактор на I передаче; g — темп роста удельных затрат на ТОР в год; t — порядковый номер года эксплуатации.

Оценки формулы (4) и множественного коэффициента корреляции по критерию Фишера-Снедекора, а коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента для уровня значимости $\alpha = 0{,}05$ показали, что они значимы. Множественный коэффициент корреляции результативного и факторных признаков равнялся 0,81 и по F-критерию Фишера для уровня достоверности $\alpha = 10$ % был значим. Регрессионная модель адекватна, так как средняя ошибка аппроксимации очень мала — 0,24 %, что позволяет рекомендовать эту формулу для применения в расчетах удельной трудоемкости ТОР и производительности на этапах проектирования грузового автомобиля.

Оптимизация параметров изделия на ранних этапах проектирования по интегральному показателю осуществляется по нижеприведенному алгоритму.

1) Для заданных условий эксплуатации определяется функция УЭЗ $= f(A_{\text{опт}})$, где $A_{\text{опт}}$ — оптимизируемый параметр.

2) По полученной функции определяется предельное значение оптимизируемого параметра, соответствующее интегральному показателю конкурентного автомобиля, вычисленного для тех же условий эксплуатации.

3) С учетом других, не учтенных при вычислении интегрального показателя факторов (например, экологических, нормативных, социальных и др.), принимается величина оптимизируемого параметра, обеспечивающая конкурентные возможности новой модели по критерию удельных эксплуатационных затрат.

Оптимизация технико-экономических параметров изделия на этапе разработки технического задания сводится к обеспечению значения УЭЗ новой модели на уровне аналога путем индивидуального итерационного подбора ТЭП новой модели. Интегральный показатель УЭЗ включает в себя 64 ТЭП технического задания. Принимая переменным один из ТЭП новой модели, можно определить влияние данного фактора на многопараметрическую функцию

$$\text{УЭЗ} = f(N_{\text{дв}}, \eta_{\text{дв}}, \eta_{\text{тр}}, G_{\text{о}}, q, M_{\text{дв}}, \Pi_{\text{то}}, \beta, f, V_{\text{т}}...).$$

В дальнейшем, приравняв значение УЭЗ нового автомобиля величине УЭЗ конкурентной модели, можно выбрать такие значения ТЭП, которые обеспечивают экономическую эффективность новой модели автомобиля не хуже, чем конкурентный автомобиль.

Особенностью оптимизации ТЭП грузового автомобиля является то, что практически все его ТЭП каким-либо образом связаны с грузоподъемностью, а грузоподъемность, в свою очередь, для большегрузных автомобилей, например, ограничивается либо законодательными нормативами на осевые нагрузки, либо максимальной нагрузкой на шины. Оптимизируемые параметры тесно взаимосвязаны с грузоподъемностью, часто принимают только дискретные значения. Например, в современном автомобилестроении двигатель, сцепление, коробка передач, главные передачи и другие крупные агрегаты, как правило, специально не проектируются для каждой новой модели, а выбираются из имеющегося ряда ныне выпускаемых или планируемых к освоению в будущем. При этом на агрегаты предъявляются специфические требования. Например, максимальная мощность двигателя должна быть не меньше мощности, рассчитанной из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля, т. е. $N_{\text{дв.опт}} \geqslant N_{\max v}$. Характеристики двигателя в свою

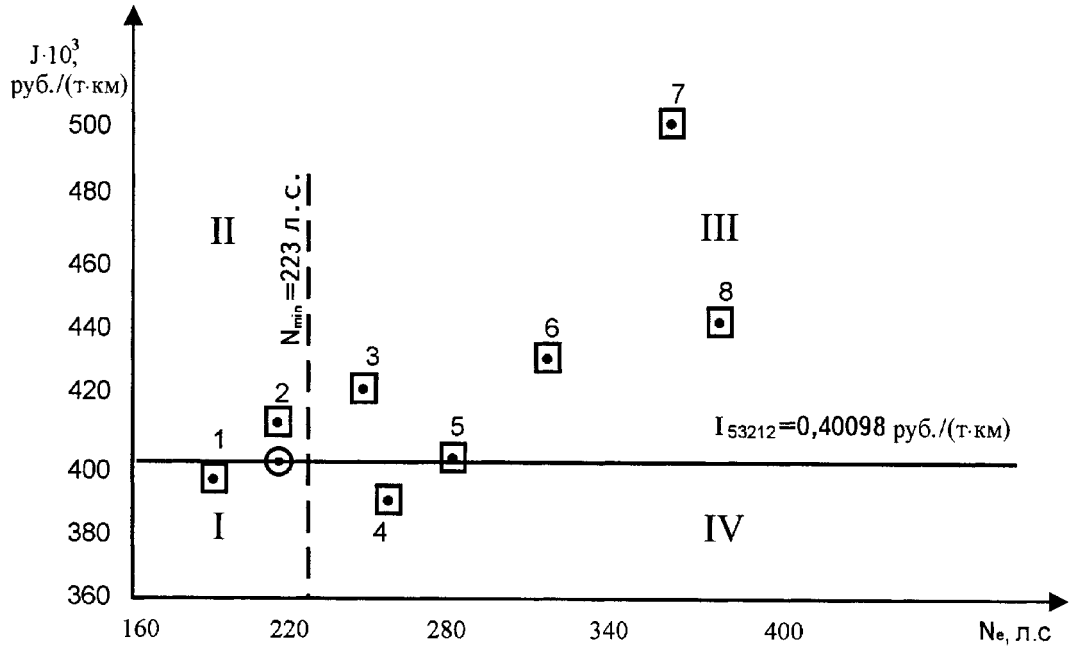

Рис. 4. Интегральные показатели автомобилей:

⊙ — КАМАЗ-53212; ⊡ — КАМАЗ-5360 с двигателем: 1 — КАМАЗ-740.Э; 2 — КАМАЗ-740; 3 — КАМАЗ-740.11-240; 4 — КАМАЗ-7403.10; 5 — ЯМЗ-238 ПМ; 6 — ЯМЗ-238 ФМ; 7 — Камминс М11-350 Е; 8 — КАМАЗ-740.50

очередь определяют конструктивные параметры элементов трансмиссии. Принятые характеристики двигателя, как и другого любого агрегата, лучшим образом проявляются на интегральном показателе УЭЗ. На рис. 4 приведены результаты расчета УЭЗ грузового автомобиля общетранспортного назначения с полной массой 18 т с потенциальными 7-ю вариантами двигателей и конкурентного автомобиля — КАМАЗ-53212. Поле координат с осями $N_{дв}$ — УЭЗ вертикалью N_{max} = 223 л. с., определенной из условия $N_{дв.опт} \geqslant N_{max\upsilon}$ и горизонталью УЭЗ = 0,44 руб./(т · км) конкурентного автомобиля, распределяется на 4 зоны. Проектируемый грузовой автомобиль будет более экономичным, чем конкурентная модель только с двигателями попадающими в IV зону.

Находящийся в IV зоне двигатель, во-первых, соответствует требованиям по мощности для обеспечения максимальной скорости, во-вторых, автомобиль с двигателем, попадающим в эту зону, имеет меньшие УЭЗ, чем конкурентная модель, т. е. более экономичен в эксплуатации. Таким двигателем в рассматриваемом примере является только один дизель — КАМАЗ-7403.10.

При оптимизации параметра, входящего в критерий УЭЗ, например А, принятого в ТЗ, относительно А решается уравнение вида

$$УЭЗ_{конк} = f(A = \text{var}, B, C, D...Z = \text{const}), \quad (5)$$

где $УЭЗ_{конк}$ — удельные эксплуатационные затраты конкурентного автомобиля, рассчитанные для тех же условий эксплуатации, что и для новой модели. Например, в работе [5] авторами было получено однофакторное уравнение регрессии УЭЗ от снаряженной массы G_0, удельной трудоемкости $T_{тор}$ на техническое обслуживание и ремонт проектируемого автомобиля КАМАЗ-5360 (рис. 5).

$$УЭЗ = f(G_0) = 438{,}226 + 0{,}0232G_0; \quad (6)$$

$$УЭЗ = f(T_{тор}) = 339{,}24 + 4{,}4T_{тор}. \quad (7)$$

Аналогичные регрессионные уравнения могут быть получены по всем ТЭП, входящим в состав УЭЗ. В уравнениях (6) и (7) интегральный показатель проекти-

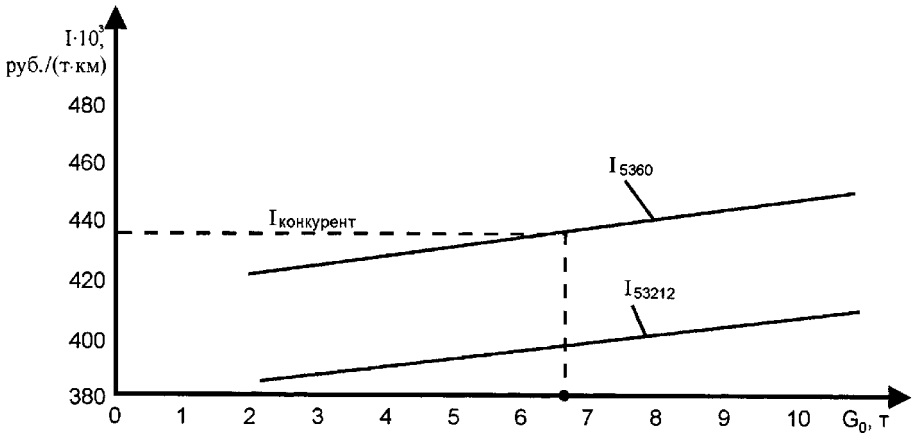

Рис. 5. Зависимость интегрального показателя опытного автомобиля КАМАЗ-5360 от массы снаряженного автомобиля

руемой модели, приравняв интегральному показателю конкурентной модели, т. е. при $УЭЗ_{5360} = УЭЗ_{конк}$, можно определить значение факторного признака, обеспечивающее конкурентоспособность новой модели по интегральному признаку.

Выводы. Соблюдение изложенных принципов разработки будет способствовать устранению распространенных ошибок, допускаемых при создании новых изделий, сократит сроки их разработки.

Описанный метод многопараметрической оптимизация ТЭП автомобиля способствует достижению экономической эффективности проектируемой модели с ранних этапов разработки. Формирование технического задания на новую модель с рациональными ТЭП способствует обеспечению ее конкурентоспособности с минимальными материальными и временными затратами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Котлер, Ф.** Новые маркетинговые технологии. Методика создания гениальных идей [Текст] / Ф. Котлер, Ф. Триас. — СПб.: Издательский Дом "Нева", 2004. — 192 с.
2. **Котлер, Ф.** Основы маркетинга [Текст] / Ф. Котлер. — М.: Влада, 1994. — 480 с.
3. **Гончарова, Н. П.** Маркетинг инновационного процесса [Текст] / Н. П. Гончарова, П. Г. Перерва. — К.: "ВИРА-Р", 1998. — 267 с.
4. **Ламбен, Ж. Ж.** Стратегический маркетинг. Европейская перспектива [Текст] / Ж. Ж. Ламбен. — СПб.: Наука, 1996.
5. **Фасхиев, Х. А.** Обеспечение конкурентоспособности грузовых автомобилей на этапе разработки [Текст] / Х. А. Фасхиев, И. М. Костин. — Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2001. — 349 с.
6. **Ипатов, М. И.** Технико-экономический анализ проектируемых автомобилей [Текст] / М. И. Ипатов. — М.: Машиностроение, 1982. — 272 с.

Автомобили на газе — будущее автопрома

Привлечь внимание к автомобилям, работающим на компримированном природном газе (метане) — такова была главная цель автопробега "Голубой коридор — 2011", который взял свой старт несколько дней назад в Праге и завершился вчера в городе Грайфсвальд (Германия).

Лейтмотив автопробега с продвижением техники с газовыми двигателями вполне актуален для европейских стран. Все более жесткие требования к экологическим нормам вынуждают автопроизводителей искать альтернативные виды топлива в противовес традиционным — бензину и дизелю. Интерес к газу, как к источнику энергии для транспортных средств, открывает новые перспективы перед производителями коммерческих автомобилей. Из-за введенных новых евростандартов многим образцам большегрузной техники сегодня запрещено осуществлять работы в черте населенных пунктов. Эту возникшую проблему как раз и должны решить автомобили, работающие на метане.

Участие российского среднетоннажника КАМАЗ-4308 в автопробеге неслучайно. "КАМАЗ" уже не первый год ведет разработку перспективных моделей грузовиков, способных работать на метане. Как показал автопробег, опыт компании в производстве газовых двигателей для коммерческих автомобилей ни в чем не уступает европейскому. Да и перспективы оснащения промышленных отраслей экономики спецтехникой, работающей на газе, в нашей стране столь же актуальны, как и в Евросоюзе. Здесь у нас с европейскими партнерами есть немало общих интересов. Российские КАМАЗы по своей газовой комплектации могут уже сегодня на равных конкурировать на автомобильном рынке Европы с их лучшими брендами.

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

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., **А. В. Стремяков, К. С. Мизев,** асп-ты (МГТУ им. Н. Э. Баумана); **С. Н. Девянин,** д-р техн. наук, проф., МГАУ им. В. П. Горячкина, E-mail: markov@power.bmstu.ru

Расчетно-экспериментальное исследование распылителей дизельных форсунок с различной геометрией проточной части

(Рис. 4—10 см. на 2-й и 4-й полосах обложки)

Рассмотрены варианты конструктивного выполнения проточной части распылителей форсунок. Проведены расчетные исследования потока топлива в распылителях различных конструкций. Представлены результаты экспериментального исследования дизеля Д-245.12С, оснащенного распылителями различных типов.

Ключевые слова: *дизель, процесс топливоподачи, дизельное топливо, форсунка, распылитель, распыливание топлива, смесеобразование.*

Важнейшим фактором дальнейшего повышения качества процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива является совершенствование конструкции распылителей форсунок. Конструктивное выполнение проточной части распылителей оказывает заметное влияние на геометрические размеры струй топлива (длину L, ширину B и угол конуса β струи), направление и динамику их распространения (рис. 1) [1—3].

В ряде работ показано, что для обеспечения высокого качества процесса распыливания топлива и последующего смесеобразования желательно обеспечить высокую турбулизацию потока топлива в проточной части распылителя форсунки [2, 3]. Такая турбулизация в значительной степени определяется геометрическими размерами распыливающих отверстий (диаметром $d_р$ и длиной $l_р$) и их расположением.

Одним из наиболее значимых конструктивных параметров является расположение распыливающих отверстий форсунки. В современных дизелях применяют форсунки с распылителями, у которых входные кромки распыливающих отверстий расположены либо в объеме полости под иглой форсунки (в колодце распылителя), либо на запирающем конусе седла иглы (рис. 2) [2—5]. Характерным примером первого конструктивного варианта (рис. 2, а) являются распылители типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). По второму конструктивному варианту (рис. 2, б) выполнены распылители типа 171.07.00 производства Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ) и распылители типа DOP 119S534 фирмы Motorpal (Чехия).

Выполнение входных кромок распыливающих отверстий 2 в колодце 3 распылителя типа 145.1112110 НЗТА

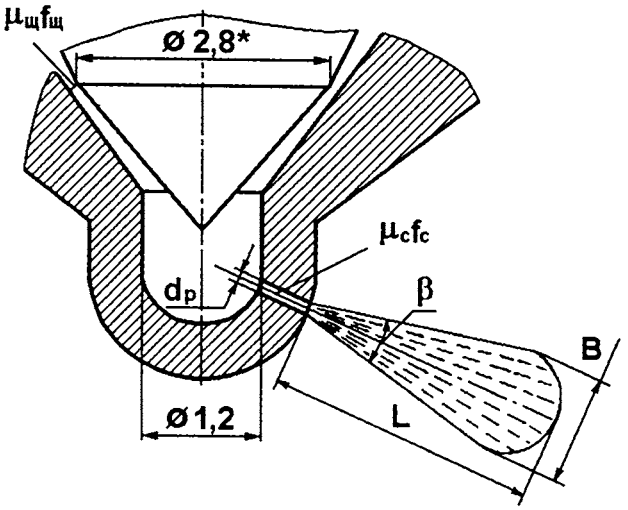

Рис. 1. Схема расположения дросселирующих сечений распылителя типа НЗТА и геометрические характеристики струи распыливаемого топлива:

$\mu_щ f_щ$ — эффективное сечение щели между запорными конусами иглы и седла; $\mu_c f_c$ — эффективное сечение сопловых отверстий

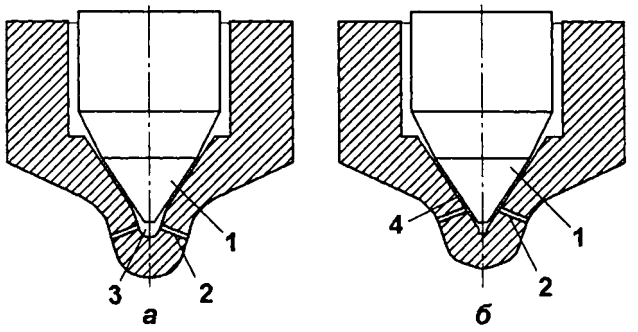

Рис. 2. Распылители с входными кромками распыливающих отверстий, расположенными в подыгольной полости (а) и на запирающем конусе седла иглы (б):

1 — игла распылителя; 2 — распыливающие отверстия; 3 — колодец распылителя; 4 — запирающий конус иглы

(рис. 2, а) позволяет сформировать характеристику площади $\mu_p f_p$ эквивалентного проходного сечения корпуса распылителя в сборе с иглой, отличающуюся быстрым увеличением $\mu_p f_p$ по мере подъема $h_и$ иглы при впрыскивании топлива (характеристика 1 на рис. 3). В распылителях типа 171.07.00 АЗПИ и DOP 119S534 Motorpal с входными кромками распыливающих отверстий 2 (рис. 2), выполненных на запирающем конусе 4 седла иглы 1, характеристика площади $\mu_p f_p$ по мере подъема иглы нарастает медленнее (характеристики 2 и 3 на рис. 3). Это обусловлено меньшими значениями коэффициента расхода μ_c распыливающего отверстия 2 варианта распылителя на рис. 2, б в сравнении с распылителем на рис. 2, а для всех значений подъемов иглы форсунки $h_и$. Это объясняется особенностью конструкции распылителя, в частности, небольшой площадью проходного сечения между конусом иглы 1 и седлом 4 при малых подъемах иглы форсунки и более резким поворотом потока на входе топлива в распыливающие отверстия.

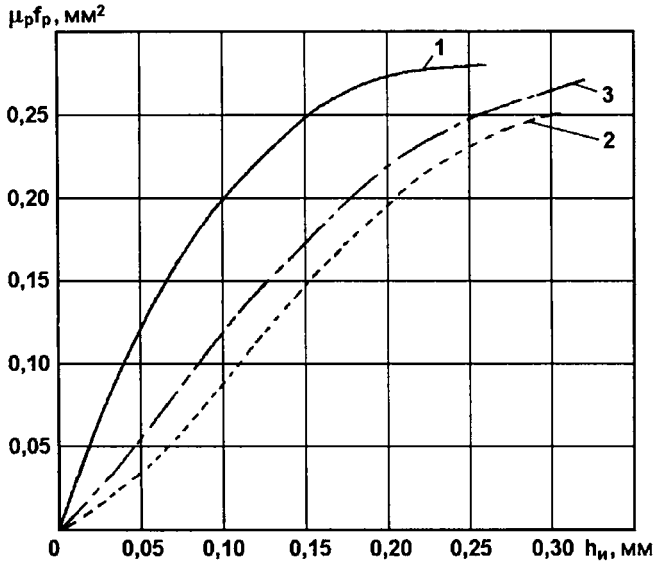

Рис. 3. Зависимости эквивалентного проходного сечения $\mu_p f_p$ от хода $h_и$ иглы распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

Известны публикации (в основном зарубежных авторов), в которых проведены экспериментальные исследования распылителей с распыливающими отверстиями (так называемые sac-nozzles), выполненные с выходом в колодец распылителя, и распылителей с расположением входных кромок распыливающих отверстий (VCO nozzles) на запирающем конусе седла иглы [6—8]. Однако экспериментальные исследования систем топливоподачи с распылителями различных типов требуют использования сложной (зачастую уникальной) измерительной аппаратуры и отличаются большой трудоемкостью из-за необходимости исследования большого числа различных конструктивных вариантов. Кроме того, эти исследования не всегда позволяют получить достаточно полную картину характера течения топлива в проточной части распылителя. С этой точки зрения значительный интерес представляют расчетные исследования потока топлива в распылителе.

Следует отметить, что течение топлива в проточной части распылителей форсунок отличается большими скоростями, высокими числами Рейнольдса и наличием местных гидравлических потерь и отрывных течений. Из-за наличия местных сопротивлений возможно возникновение турбулентных вихрей, оказывающих значительное влияние на характер течения, и, следовательно, на параметры потока на выходе их распыливающих отверстий форсунки. Возможно появление областей, в которых имеют место пониженные давления, появление газовой фазы и двухфазный поток топлива [9—11]. Следует отметить сильную зависимость результатов расчета от начальных и граничных условий. Изменение этих условий даже на небольшую величину может привести к сильному искажению результатов расчета. Таким образом, расчет таких течений также является достаточно сложной задачей [12,13].

Для оценки влияния геометрии проточной части распылителя форсунки необходимо использовать трехмерные модели каждого из конструктивных решений и вычислительными мето-

дами найти параметры течения по всему объему проточной части. Для решения такого типа задач разработаны готовые программные продукты, с использованием которых достигаются весьма точные результаты расчета. Существуют и успешно используются различные программные продукты, позволяющие решать задачи гидродинамики. Наиболее известны следующие программные комплексы: Ansys (Ansys Inc.), NX Nastran (Siemens PLM software), Samcef (Samtech), Star-CD, Abaqus, CAELinux, SINF (Supersonic to Incompressible Flows), ряд отечественных программных комплексов [14—16]. Среди них следует выделить программный комплекс Ansys CFX v12.1 [16]. Этот программный продукт и выбран для проведения расчетных исследований влияния геометрии проточной части форсунки на показатели потока топлива на выходе из распыливающих отверстий форсунки. Он уже имеет разработанные модели турбулентности, а его эффективность подтверждена многочисленными расчетными исследованиями. При численном эксперименте с использованием этого программного комплекса можно рассчитать требуемые параметры течения и методом последовательных приближений выбрать необходимые константы.

Расчет является продолжением предварительных расчетов процесса топливоподачи дизеля типа Д-245.12С Минского моторного завода, устанавливаемого на автомобили ЗИЛ-5301 «Бычок», тракторы «Беларусь», автобусы Павловского автобусного завода (ПАЗ). Некоторые результаты этих расчетов приведены в работах [17, 18]. При проведении этих расчетов исследовано течение топлива в проточной части распылителей типа 145.1112110-11 НЗТА, используемых в форсунках ФДМ-22 и выполненных по схеме на рис. 2, а. Посадка иглы этого распылителя на седло осуществляется по диаметру $d_п$ = 2,8 мм (на рис. 1 этот диаметр обозначен звездочкой). Этот распылитель выполнен с пятью распыливающими отверстиями, входные кромки которых расположены в колодце распылителя диаметром $d_к$ = 1,2 мм. Диаметр распыливающих отверстий равен $d_р$ = = 0,32 мм (их длина $l_р$ = 0,90 мм), а суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_р f_р$ = 0,278 мм^2. Некоторые параметры распылителя типа 145.1112110-11 приведены в табл. 1 и 2. Кроме этого распылителя ниже исследованы также распылители типа 171.07.00 АЗПИ и DOP 119S534 Motorpal, выполненные по схеме на рис. 2, б. Параметры этих распылителей приведены в табл. 1 и 2.

Для сравнительных расчетных исследований потока топлива в распылителях различных типов выбран распылитель типа 145.1112110 НЗТА с выходом распыливающих отверстий в полость под иглой форсунки (см. рис. 2, а) и распылитель типа 171.07.00 АЗПИ с выходом распыливающих отверстий на запирающий конус седла иглы (см. рис. 2, б). Поскольку эти распылители имеют некоторые отличия в размерах распыливающих отверстий (см. табл. 1 и 2), в расчетных исследова-

Таблица 1

Параметры исследуемых распылителей

№ распылителя	Изготовитель, маркировка	Диаметр распыливающих отверстий $d_р$, мм	Число распыливающих отверстий $i_р$	Максимальный ход иглы $h_и$, мм	Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_р f_р$, мм^2
1	НЗТА, 145.1112110	0,32	5	0,26	0,278
2	Motorpal, DOP 119 S 534	0,32	5	0,30	0,250
3	АЗПИ, 171.07.00	0,32	5	0,32	0,270

Примечание. Величины $\mu_р f_р$ приведены при максимальном подъеме иглы форсунки; указаны значения $h_и$ и $\mu_р f_р$ средние для комплекта распылителей.

Таблица 2

Расположение распыливающих отверстий

№ отверстия	Распылитель № 1 (НЗТА, 145.1112110)		Распылитель № 2 (Motorpal, DOP 119 S 534)		Распылитель № 3 (АЗПИ, 171.07.00)	
	Угловое расположение отверстия относительно штифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °	Угловое расположение отверстия относительно штифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °	Угловое расположение отверстия относительно штифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °
1	8	62	8	63,5	8	62
2	90	71,5	90	72	90	70
3	172	62	172	63	172	62
4	237	52	237	52,5	237	52
5	303	52	303	53,5	303	52

ниях принято, что диаметр распыливающих отверстий обоих распылителей равен $d_р = 0{,}32$ мм (их длина $l_р = 0{,}90$ мм), а суммарная эффективная площадь этих распылителей в сборе $\mu_р f_р = 0{,}250$ мм^2.

При расчетных исследованиях рассматривалось стационарное течение топлива, поэтому при определении граничных условий было задано полное давление на входе в форсунку, среднее за период впрыскивания, и статическое давление на выходе из распыливающего отверстия, равное давлению воздушного заряда в камере сгорания (КС) в период впрыскивания. Причем давление на выходе из распыливающих отверстий было принято равным давлению в КС на момент начала впрыскивания. При этом рассмотрен режим максимальной мощности, в котором время впрыскивания сравнительно невелико, а давление рабочего заряда в КС за период впрыскивания принято постоянным. Для сравнительного анализа характеристик впрыскивания различными распылителями рассмотрение лишь процесса сжатия воздушного заряда в КС без учета процесса сгорания топлива вполне допустимо. В качестве граничных условий могут быть использованы также расход топлива через форсунку и статическое давление на выходе из распыливающего отверстия.

Важнейшим этапом расчетного исследования потока топлива в проточной части распылителя форсунки является построение геометрии расчетной области. При проведении расчета необходимо построить трехмерную модель объема топлива, заполняющего интересующую часть форсунки. Для этого в программных комплексах твердотельного моделирования были построены трехмерные детали форсунки и создана сборка деталей в исследуемом положении иглы распылителя. Для данных расчетов это положение иглы на упоре. Затем путем булевых операций над твердыми телами была произведена вырезка объема топлива, заполняющего проточные части распылителей.

После построения трехмерной модели объема топлива на ее основе построена сетка конечных элементов. Сетка была максимально оптимизирована для уменьшения времени расчета без ухудшения точности результата. В итоге типовая сетка для такого типа расчета представляла собой собрание различных типов сеток — структурированной крупной и неструктурированной мелкой (рис. 4). Размер сетки приближался к 2 млн элементам. Минимальный размер элемента составляет 1×10^{-5} м, что позволило уместить более 25 слоев элементов в минимальных геометрических сечениях для обеспечения требуемого качества расчета. Такие параметры построения сетки были найдены опытным путем. Сначала строились модели с более крупными ячейками, и оценивалось влияние количества элементов на результаты расчета. По мере уменьшения размеров элементов сетки результаты становились стабильнее от расчета к расчету. Приемлемые результаты удавалось получить даже при 300 тыс. элементов, но для повышения точности результатов, особенно в узких местах геометрии, уменьшались размеры элементов сетки путем дробления элементов на большее количество.

Подготовка расчета течения топлива в распылителе форсунки проведена в модуле CFX-Pre. В проточной части распылителя имеются зоны, в которых топливо резко ускоряется, например, при по-

вороте из подыгольной части в распыливающее отверстие, и образуется зона пониженного давления с турбулентным вихревым течением. В определенных условиях это приводит к образованию кавитационных областей и отрыву струи топлива от кромки перехода. При моделировании такого течения топлива принято, что жидкость несжимаема и турбулентна, а процесс течения является адиабатным и изотермическим.

В качестве граничных условий была выбрана схема задания полного давления на входе в систему (*in*) и статического давления на выходе (*out*), имитирующего противодавление при впрыскивании топлива в КС (рис. 5). Данная расчетная схема является достаточно устойчивой и хорошо сходящейся, а также позволяет уйти от задания четкого значения расхода топлива, что важно для достоверного сравнения различных геометрий.

Для верификации расчетной модели был произведен предварительный расчет течения топлива в распылителе форсунки при постоянном давлении на входе в распылитель, соответствующем среднему давлению впрыскивания топлива, характерному для топливной системы дизеля типа Д-245.12С на номинальном режиме. Давление на входе (*in*) было принято равным 39,7 МПа, а на выходе (*out*) — 0,1 МПа (имитировался впрыск топлива в атмосферу). При этом температура топлива была принята равной 40 °С (что соответствует реальной температуре топлива в системе топливоподачи), а эффективное проходное сечение распылителя $\mu_p f_p$ = 0,250 мм^2. Принятые при расчете свойства топлива (летнее ДТ) приведены в табл. 3. В результате предварительного расчета определен расход топлива через форсунку.

Для данного расчета использовалась простая модель турбулентности. В качестве начальных условий интенсивность вихрей задавалась как средняя на входе и высокая на выходе. В качестве граничных условий стенок использовалась модель, не учитывающая шероховатость поверхности и прилипания топлива к стенкам. В результате расчета определено значение расхода топлива $G_т$ = 79,2 см^3/с, что соответствует эффективному проходному сечению распылителя $\mu_p f_p$ = 0,260 мм^2. Разница в действительной и расчетной величине $\mu_p f_p$ составила 4 %, что позволяет использовать данную модель для сравнительных расчетов и получения абсолютных значений параметров.

Таблица 3

Физико-химические свойства дизельного топлива

Плотность при 15 °С, кг/м^3	860
Кинематическая вязкость (при 40 °С), сСт (мм^2/с)	3,7
Динамическая вязкость (при 40 °С), Па • с	0,00446
Молярная масса молекул в составе г/моль (в расчете 170 г/моль)	110—230
Теплоемкость топлива, Дж/(кг • К)	2100

Для сравнения параметров течений топлива в распылителе типа 145.1112110 конструкции НЗТА с выходом распыливающих отверстий в подыгольную полость форсунки и в распылителе типа 171.07.00 конструкции АЗПИ с выходом распыливающих отверстий на запорный конус иглы произведены численные эксперименты. Начальные и граничные условия в сравнительных расчетах заданы одинаковыми, отличалась лишь геометрия проточной части распылителя. Начальные и граничные условия для расчета были взяты из упомянутого выше предварительного расчета форсунки с распыливающими отверстиями, выполненными с выходом в колодец распылителя: заданы массовый расход топлива на входе в форсунку 0,065 кг/с и противодавление на выходе 9 МПа. Принята модель турбулентности k-ε. Начальные условия — степень турбулентности на входе 1 %, на выходе 10 %.

В результате расчетных исследований получены поля скоростей давлений и турбулентных вихрей в проточной части исследуемых распылителей. На рис. 6 приведены распределения векторов скоростей топлива в проточной части распылителей, включая одно из распыливающих

отверстий (на рис. 6 показано отверстие, расположенное относительно других отверстий на наименьшем удалении от хвостовика иглы). Стоит отметить, что по сравнению с распылителем типа НЗТА в распылителе типа АЗПИ в данном отверстии появляются заметные вихревые движения, распределение скоростей потока отличается их большой неравномерностью, вплоть до выходной кромки. Рассматриваемое распыливающее отверстие наиболее ярко отражает эту особенность по сравнению с другими распыливающимими отверстиями благодаря наиближайшему расстоянию к концу иглы по сравнению с другими отверстиями. Такое его расположение способствует неоднородному распределению давлений на входе в распыливающее отверстие, что порождает вихри и локальную турбулизацию потока топлива.

На рис. 7 представлено распределение скоростей потока топлива в проточных частях распылителей типа НЗТА и АЗПИ. На этом рисунке видно, что в распылителе типа НЗТА распределение скоростей течения топлива сравнительно равномерное, а наибольшая скорость течения наблюдается при входе потока в распыливающее отверстие и на его начальном участке. В распылителе типа АЗПИ распределение скоростей течения топлива по сечению распиливающего более неравномерно. При этом область с повышенной скоростью течения топлива смещена от центра распиливающего отверстия к его периферии, наиболее удаленной от иглы.

Наиболее интересны параметры потока топлива на выходе из распыливающих отверстий, которые оказывают непосредственное влияние на характер процессов распыливания топлива и смесеобразования. На рис. 8 представлены распределения скоростей течения топлива в выходных сечениях распыливающих отверстий распылителей типа НЗТА и АЗПИ. По рис. 8 следует отметить, что поля скоростей потока топлива на выходе из распыливающих отверстий исследуемых распылителей существенно отличаются. Так, в распылителе НЗТА область потока топлива с максимальной скоростью располагается в центральной части выходного сечения распыливающего отверстия. В распылителе АЗПИ максимальные значения скоростей течения сдвигаются ближе к краю отверстия и имеют выраженную приплюснутость. Однако среднеинтегральные по площади выходного сечения распыливающего отверстия значения скоростей течения топлива на выходе из распыливающих отверстий в исследуемых распылителях примерно одинаковы и составляют около 170 м/с.

Различные распределения скоростей течения потока топлива в проточной части распылителей типа НЗТА и АЗПИ в значительной мере определяются турбулизацией потока в области входа потока в распыливающее отверстие. Для подтверждения влияния местного гидравлического сопротивления на входе в распыливающее отверстие на характер потока топлива построены изображения распределения кинетической энергии турбулентности с наложенными на них полями векторов скорости в проточной части исследуемых распылителей форсунки. Такое распределение кинетической энергии турбулентных вихрей и поля скоростей потока топлива представлены на рис. 9. За счет рассмотренного выше характера течения топлива в проточной части распылителя типа АЗПИ кинетическая энергия внутри распыливающего отверстия достигает примерно 2700 Дж/кг, что значительно превосходит аналогичный параметр в распылителе типа НЗТА. Можно предположить, что уменьшение длины распыливающего отверстия значительно увеличит турбулизацию потока топлива на выходе из распыливающих отверстий обоих распылителей и сильно повлияет на процессы распыливания струи и смесеобразования.

Анализ данных рис. 9 показывает, что турбулентная энергия потока топлива на выходе из распыливающего отверстия распылителя типа АЗПИ превосходит эту энергию на выходе из распыливающего отверстия распылителя типа НЗТА. Это подтверждается данными рис. 10, на котором представлены распределения кинетической энергии турбулентности в выходных сечениях распыливающих отверстий сравниваемых распылителей. В распылителе НЗТА наблюдается сравнительно равномерное распределение турбулентной кинетической энергии по выходному сечению распыливающего отверстия. В распылителе АЗПИ, напротив, это распределение очень неравномерно. При этом максимальная турбулизация потока топлива отмечена в центральной части выходного сечения распыливающего отверстия и в его периферийной части, наиболее удаленной от иглы распылителя.

При обработке представленных на рис. 6—10 распределений параметров потока топлива в распыливающих отверстиях исследуемых распыли-

телей были определены некоторые средние и интегральные значения указанных параметров с использованием следующих соотношений. Средняя по площади скорость истечения топлива определялась по формуле, м/с:

$$\frac{\int_S \vec{U}}{S},$$

где $\vec{U}$ — локальная скорость потока топлива; S — площадь выходного сечения распыливающего отверстия.

Для расчета интегрального значения энергии турбулентных вихрей использовано следующее выражение, Вт:

$$\frac{\int_S \int \rho \vec{U} k}{S},$$

где $\rho\vec{U}$ — массовый расход топлива для данной единицы площади, в которой значение кинетической энергии турбулентных вихрей равно k.

Эффективная вязкость топлива μ_{eff} определялась в виде суммы, Па · с:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t,$$

где μ_t — турбулентная вязкость, представляющая собой добавку к физической вязкости жидкости, при которой эффективная вязкость μ_{eff} эквивалентна ее значению, полученному из уравнения количества движения. Турбулентная вязкость в рамках k-ε и k-ω моделей связана с кинетической энергией турбулентности следующим выражением:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где C_μ — константа.

Средние по площади значения приведенной турбулентной вязкости рассчитывались по формуле, Па · с:

$$\frac{\int_S \mu_t}{S},$$

где S — площадь выходного сечения распыливающего отверстия.

Средние значения энергии диссипации турбулентных вихрей определялись с использованием выражения, м^2/с^3:

$$\frac{\int_S \varepsilon}{S},$$

где ε — турбулентная диссипация вихря.

Некоторые из рассчитанных по представленным формулам показателей потока топлива в распыливающих отверстиях исследуемых распылителей представлены в табл. 4.

По данным табл. 4 следует отметить, что распылители с выходом распыливающих отверстий на запорный конус иглы (распылители типа АЗПИ) обеспечивают примерно такую же среднюю по площади

Таблица 4

Средние и интегральные значения параметров потока топлива в распыливающих отверстиях исследуемых распылителей при диаметре распыливающего отверстия $d_р$ = 0,32 мм

Параметр	Распылитель типа НЗТА	Распылитель типа АЗПИ	Разница, %
Средняя по площади выходного сечения распыливающего отверстия скорость истечения топлива, м/с	172,8	168,3	–2,6
Интегральное по массовому расходу топлива значение энергии турбулентных вихрей, Вт	9,32	14,46	+55,2
Среднее по площади выходного сечения распыливающего отверстия значение энергии турбулентных вихрей, Дж/кг	148	222	+33,3
Среднее по площади выходного сечения распыливающего отверстия значение приведенной турбулентной вязкости, Па · с	0,01892	0,029614	+56,5
Среднее значение энергии диссипации турбулентных вихрей на выходе из распыливающего отверстия, м^2/с^3	9,76	1,627	–83,3

выходного сечения распыливающего отверстия скорость истечения топлива, как и распылители с выходом распыливающих отверстий в подыгольную полость форсунки (распылители типа НЗТА). Однако при этом интегральное по массовому расходу топлива значение энергии турбулентных вихрей у распылителей типа АЗПИ примерно в два раза выше, чем аналогичное значение для распылителей типа НЗТА. Это способствует повышению качества процессов распыливания топлива и смесеобразования при использовании распылителей с выходом распыливающих отверстий на запорный конус иглы и, следовательно, улучшению показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля.

Оценка влияния конструкции проточной части распылителя форсунки на экономические и экологические показатели проведена при экспериментальных исследованиях дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5). Дизель имел топливную систему, которая включала топливный насос высокого давления (ТНВД) фирмы Motorpal типа PP4M10Ulf с диаметром плунжеров $d_{пл}$ = 10 мм и их полным ходом $h_{пл}$ = 10 мм. ТНВД через топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной $L_т$ = 540 мм подавал топливо в форсунки ФДМ-22 производства АО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс), которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{фо}$ = 21,5 МПа. Форсунки поочередно оснащались распылителями типа 145.1112110 производства НЗТА, распылителями типа DOP 119S534 фирмы Motorpal и распылителями типа 171.07.00 АЗПИ. Конструктивные особенности исследуемых распылителей описаны выше (см. рис. 1—3 и табл. 1, 2). Некоторые параметры исследуемого дизеля приведены в табл. 5.

Программа исследований дизеля с распылителями различных типов на моторном стенде АМО "ЗИЛ" предусматривала работу на различных установившихся режимах, с частотой вращения коленчатого вала n от 750 до 2400 мин$^{-1}$ и нагрузкой — эффективным крутящим моментом M_e от 0 до 360 Н · м. Дизель исследовался при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива) с постоянным штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива, равным θ = 13° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ). На первом этапе исследования

Таблица 5

Некоторые параметры дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5)

Параметры	Значение
Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизель
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D, мм	110
Ход поршня S, мм	125
Рабочий объем цилиндра V_h, л	1,08
Общий рабочий объем iV_h, л	4,32
Степень сжатия ε	16,0
Система турбонаддува	Турбокомпрессор ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов
Тип камеры сгорания, способ смесеобразования	Тип ЦНИДИ, объемно-пленочное смесеобразование
Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	2400
Номинальная мощность N_e, кВт	80
Литровая мощность $N_{ел}$, кВт/л	18,5
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Система охлаждения	Водяная, принудительная
Смазочная система	Принудительная, с разбрызгиванием
Масляный фильтр	Сетчатый
Масляный насос	Шестеренчатый
Система питания	Разделенного типа

проведены на режимах внешней скоростной характеристики в диапазоне частот вращения n от 1000 до 2400 мин$^{-1}$. Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49 [1].

Моторный стенд АМО "ЗИЛ" был оснащен необходимой измерительной аппаратурой. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения ±1 %.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С с распылителями различных типов, проведенных на режимах внешней скоростной характеристики, представлены на рис. 11. Система топливоподачи с распылителями НЗТА (комплектация № 1) обеспечивала формирование внешней скоростной характеристики с эффективным крутящим моментом M_e = 270 Н · м при частоте

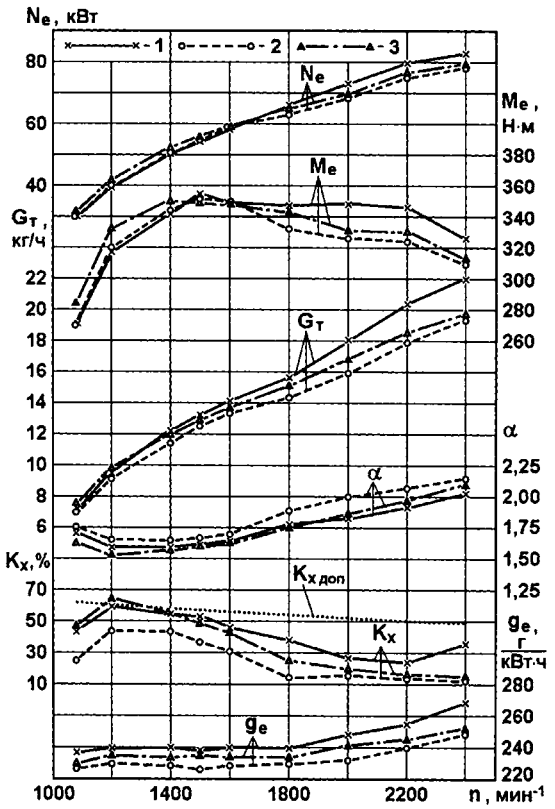

Рис. 11. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

вращения коленчатого вала $n = 1080$ мин$^{-1}$, с $M_e = 353$ Н · м при $n = 1500$ мин$^{-1}$ и с $M_e = 327$ Н · м при $n = 2400$ мин$^{-1}$ (характеристика 1 на рис. 11). Распылители Motorpal (комплектация № 2) и АЗПИ (комплектация № 3) имеют несколько меньшую эффективную площадь $\mu_р f_р$ распыливающих отверстий (см. рис. 3 и табл. 1), поэтому на режиме с высокой частотой вращения n установка этих распылителей приводит к уменьшению часового расхода топлива $G_т$ и соответствующему снижению эффективной мощности двигателя N_e и его крутящего момента M_e по сравнению с распылителем НЗТА (характеристики 2 и 3 на рис. 11). Так, на номинальном скоростном режиме (при $n = 2400$ мин$^{-1}$) крутящий момент снизился с $M_e = 327$ Н · м при использовании распылителей НЗТА до $M_e = 310$ Н · м при распылителях Motorpal и до $M_e = 314$ Н · м при распылителях АЗПИ. На режимах с пониженной частотой вращения (при $n < 1600$ мин$^{-1}$) расход топлива $G_т$ через исследуемые распылители выравнивается, но двигатель с распылителями АЗПИ имеет несколько более высокие N_e и M_e.

Анализ характеристик на рис. 11 показывает, что во всем диапазоне скоростных режимов наименьший расход топлива $G_т$ обеспечивают распылители Motorpal, отличающиеся наименьшей эффективной площадью $\mu_р f_р$ распыливающих отверстий (характеристика 2 на рис. 3). При работе двигателя с такими распылителями на всех исследуемых режимах отмечены наибольшие значения коэффициента избытка воздуха α, наименьшие дымность K_x и удельный эффективный расход топлива g_e (характеристики 2 на рис. 11). Протекание характеристик на рис. 11, формируемых распылителями НЗТА и АЗПИ, свидетельствует о том, что на режимах с высокой частотой вращения n лучшие показатели имел двигатель с распылителями АЗПИ, а на режимах с низкой частотой n — распылители НЗТА и АЗПИ обеспечивали сопоставимые показатели (см. характеристики 1 и 3 на рис. 11). Наибольшая дымность ОГ ($K_x = 64$ % по шкале Хартриджа) отмечена на режиме с $n = 1200$ мин$^{-1}$ при использовании распылителей АЗПИ. Это больше допустимой дымности ОГ (на этом режиме $K_{x\,доп} = 60{,}0$ %), регламентируемой Правилами 24-03 ЕЭК ООН. На остальных режимах дымность ОГ была меньше допустимой при использовании всех исследуемых распылителей.

На всех исследованных режимах внешней скоростной характеристики наихудшие показатели по удельному эффективному расходу топлива имел двигатель с распылителями НЗТА (характеристика 1 на рис. 11). При этом на режиме с

n = 2400 мин$^{-1}$ расход топлива оказался равным g_e = 267,6 г/(кВт · ч). Установка распылителей Motorpal и АЗПИ позволила снизить расход топлива до значений g_e = 247,5 и 250,5 г/(кВт · ч) соответственно. На режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ удельные расходы топлива двигателя с распылителями НЗТА, Motorpal и АЗПИ составили соответственно g_e = 238,2 и 225,7 и 234,5 г/(кВт · ч).

Оценка показателей дизеля при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным при работе на режимах 13-ступенчатого цикла. Такие данные по часовому расходу топлива $G_т$, представленные на рис. 12, свидетельствуют о том, что на исследованных режимах 13-ступенчатого цикла наибольший расход топлива имел место при использовании распылителей НЗТА. На режимах с частотой вращения n = 2400 мин$^{-1}$ расходы топлива двигателя с распылителям Motorpal и АЗПИ были

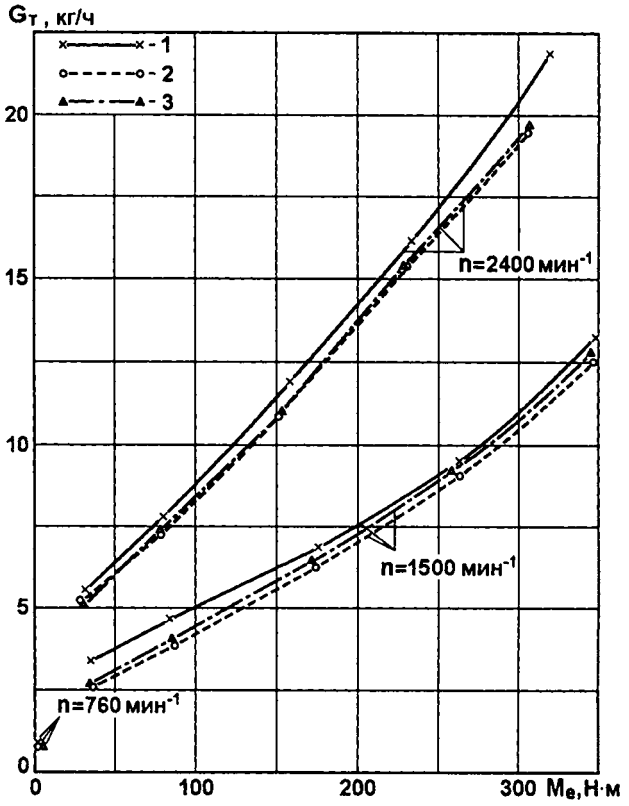

Рис. 12. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

достаточно близкими. На режиме с n = 1500 мин$^{-1}$ наименьший расход топлива обеспечивает распылитель Motorpal. Расходы топлива двигателя, работающего на режиме холостого хода при n = = 760 мин$^{-1}$, оказались соизмеримы при использовании всех исследуемых распылителей.

Сравнительная оценка интегральной топливной экономичности дизеля с распылителями различных типов проведена по условному среднему на режимах 13-ступенчатого цикла эффективному расходу топлива, определяемому по выражению [2]

$$g_{e\,усл} = \sum_{i=1}^{13} G_{ті}K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei}K_i,$$

где $G_{ті}$ и N_{ei} — часовой расход топлива и эффективная мощность двигателя на i-м режиме; K_i — коэффициент, отражающий долю работы двигателя на i-м режиме.

Полученные при расчетах значения $g_{e\,усл}$ для дизеля с исследуемыми распылителями представлены в табл. 6. Они показывают, что при замене распылителей НЗТА на распылители Motorpal АЗПИ условный средний на режимах 13-ступенчатого цикла расход топлива $g_{e\,усл}$ снижается соответственно на 5,9 и 3,9 %. Такое улучшение топливной экономичности при использовании распылителей Motorpal и АЗПИ, выполненных с выходом распыливающих отверстий на конус седла иглы, обусловлено улучшением качества процесса смесеобразования по сравнению с применением распылителей НЗТА, имеющих распыливающие отверстия, устья которых расположены в колодце распылителя.

От типа распылителей в значительной степени зависит и токсичность ОГ, т. е. выбросы нормируемых токсичных компонентов — оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x, а также эмиссия твердых частиц или выбросы сажи (углерода C). Показанная на рис. 13 зависимость концентрации в ОГ оксидов азота NO_x от типа распылителя свидетельствуют о том, что эта зависимость имеет достаточно сложный характер. В частности, на режиме номинальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ наименьшее содержание оксидов азота в ОГ (C_{NO_x} =0,0545 %) отмечено при установке на ди-

Таблица 6

Показатели дизеля Д-245.12С с распылителями различных типов на режимах 13-ступенчатого цикла

Вариант распылителя	Условный средний расход топлива $g_{e\,усл}$, г/(кВт · ч)	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов, г/(кВт · ч)		
		e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
НЗТА	268,3	6,439	4,464	2,958
Motorpal	252,4	6,741	3,067	0,945
АЗПИ	257,8	6,459	3,891	1,133

зель распылителей НЗТА (характеристика 1 на рис. 13).

Использование распылителей Motorpal и АЗПИ приводит к увеличению C_{NO_x} на этом режиме соответственно до 0,064 и 0,065 % (характеристики 2 и 3 на рис. 13). Но при работе дизеля на этом скоростном режиме и снижении нагрузки до M_e = 260 – 120 Н · м минимальные выбросы NO_x обеспечивают уже распылители АЗПИ. На режимах с n = 2400 мин$^{-1}$ и малой нагрузкой концентрации NO_x в ОГ примерно одинаковы. На режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ наименьшая концентрация NO_x в ОГ отмечена при использовании распылителей НЗТА (C_{NO_x} = = 0,06 %), а наибольшая — при установке распылителей Motorpal (C_{NO_x} = = 0,07 %). На этом же скоростном режиме, но при минимальной нагрузке с M_e = 36 Н · м, установка распылителей НЗТА, напротив, приводит к максимальной концентрации NO_x (C_{NO_x} = 0,025 %) по сравнению с распылителями Motorpal и АЗПИ.

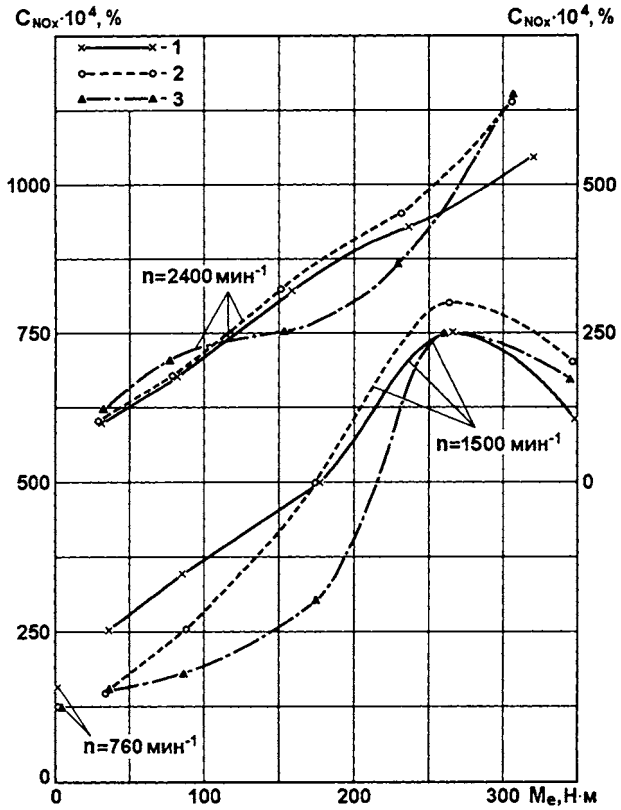

Рис. 13. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

Расчет интегральных на режимах 13-ступенчатого цикла удельных массовых выбросов токсичных компонентов (e_{NO_x}, e_{CO}, e_{CH_x}) проведен по общепринятой методике [1]. При этом на каждом режиме определяются концентрации в ОГ токсичных компонентов (C_{NO_x}, CO, C_{CH_x}) и рассчитываются их часовые массовые выбросы (E_{NO_x}, E_{CO}, E_{CH_x}). Полученные значения вредных выбросов суммируют за весь цикл по каждому компоненту (с учетом коэффициентов K_i, отражающих долю времени каждого режима) и затем делением на условную среднюю

мощность дизеля за испытательный цикл ($N_{ei}K_i$) определяют удельные выбросы вредных веществ по формулам

$$e_{NO_x} = \sum_{i=1}^{13} E_{NO_{xi}} K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i,$$

$$e_{CO} = \sum_{i=1}^{13} E_{CO_i} K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i,$$

$$e_{CH_x} = \sum_{i=1}^{13} E_{CH_{xi}} K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i.$$

Полученные при расчете данных (рис. 13) значения e_{NO_x} свидетельствуют о том, что все три типа исследуемых распылителей обеспечивают примерно одинаковые удельные массовые выбросы оксидов азота (см. табл. 6).

Влияние типа распылителя на выбросы монооксида углерода неоднозначно. Из представленных на рис. 14 данных по содержанию в ОГ монооксида углерода СО следует, что на режимах номинальной мощности (при n = 2400 мин$^{-1}$) и максимального крутящего момента (при n =1500 мин$^{-1}$) минимальные концентрации этого токсичного компонента в ОГ (соответственно C_{CO} = 0,02 и 0,054 %) обеспечивают распылители Motorpal (характеристики 2 на рис. 14). На режиме с n =1500 мин$^{-1}$ и минимальной нагрузкой с M_e = = 35 Н · м наименьшие концентрации СО в ОГ на этих скоростных режимах соответствуют использованию распылителей АЗПИ (C_{CO} = 0,021 %), а на режиме с n = 2400 мин$^{-1}$ и минимальной нагрузкой с M_e =31 Н · м — установке распылителей АЗПИ и НЗТА (C_{CO} = 0,06 %). Максимальная концентрация СО в ОГ (C_{CO} = 0,09 %) отмечена на режиме с n = 1500 мин$^{-1}$ и M_e = 85 Н · м при установке распылителей НЗТА (характеристики 1 на рис. 14).

Анализ рассчитанных по данным рис. 14 значений интегральных на режимах 13-ступенчатого цикла удельных массовых выбросов монооксида углерода (см. табл. 6) свидетельствует о том, что наилучшие результаты получены при установке распылителей Motorpal — e_{CO} = 0,067 г/(кВт · ч).

Наибольший эффект от использования распылителей Motorpal и АЗПИ получен по выбросам с ОГ несгоревших углеводородов (рис. 15). Замена

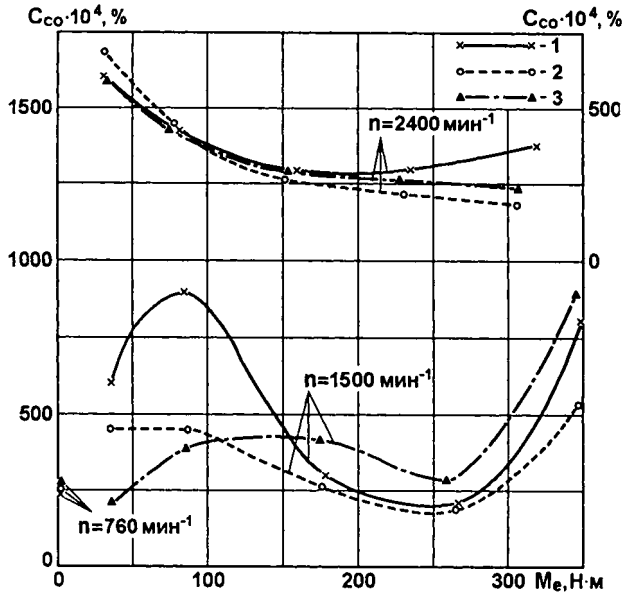

Рис. 14. Зависимость объемной концентрации в ОГ монооксида углерода и C_{CO} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

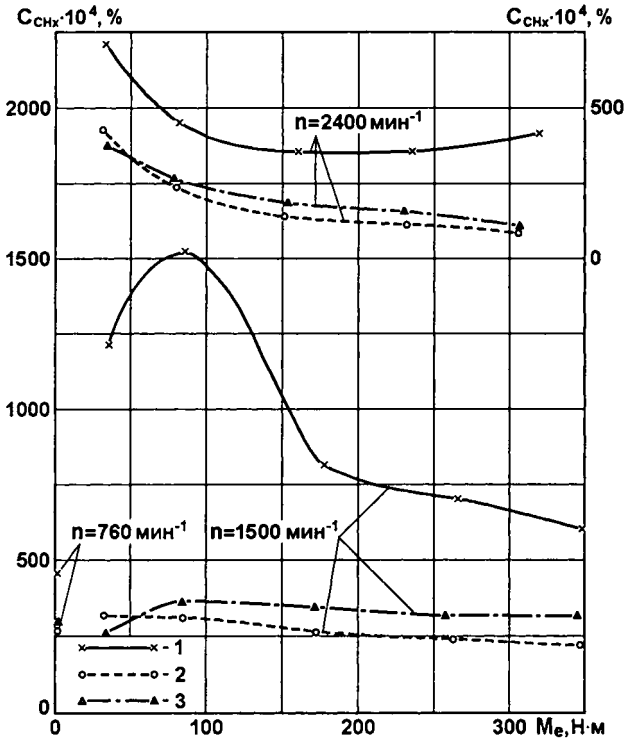

Рис. 15. Зависимость объемной концентрации в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-24512С при использовании распылителей:

1 — НЗТА; 2 — Motorpal; 3 — АЗПИ

распылителей НЗТА на распылители Motorpal и АЗПИ приводит к сокращению содержания CH_x в ОГ в среднем в 2—3 раза на всех исследованных режимах. Максимальное снижение концентрации CH_x в ОГ отмечено на режиме с $n = 1500$ мин$^{-1}$ и $M_e = 85$ Н · м, на котором переход от распылителей НЗТА к распылителям Motorpal приводит к снижению C_{CH_x} с 0,1520 до 0,031 %, т. е. в 4,9 раза.

Проведенные расчеты интегральных удельных массовых выбросов несгоревших углеводородов e_{CH_x} также подтвердили значительное уменьшение e_{CH_x} при переходе от распылителей НЗТА к распылителям Motorpal и АЗПИ. Наилучшие результаты получены при использовании распылителей Motorpal — e_{CH_x} = 0,945 г/(кВт · ч), см. табл. 6.

Результаты проведенных экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С подтвердили преимущества распылителей, входные кромки распыливающих отверстий которых расположены на запирающем конусе седла иглы, а не в объеме подыгольной полости форсунки (в колодце распылителя). Для достижения показателей токсичности ОГ, регламентируемых современными требованиями к транспортным дизелям, необходима комплексная оптимизация конструктивных и регулировочных параметров двигателя, включая оптимизацию конструкции проточной части распылителя и суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий.

В целом результаты проведенных экспериментальных исследований хорошо согласуются с результатами расчетов, проведенных с использованием программного комплекса Ansys CFX v12.1.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
2. **Марков, В. А.** Впрыскивание топлива в дизелях [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
3. **Мальчук, В. И.** Топливоподача и зональное смесеобразование в дизелях [Текст] / В. И. Мальчук. — М.: МАДГТУ "МАДИ", 2009. — 176 с.
4. **Трусов, В. И.** Форсунки автотракторных дизелей [Текст] / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.
5. **Файнлейб, Б. Н.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник [Текст] / Б. Н. Файнлейб. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
6. **Kampmann S., Dittus B., Mattes P., Kirner M.** The Influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on Mixture Preparation in a DI Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 1996. № 9608676.
7. **Bae C., Yu J., Kang J., Lee K. O.** Effect on Nozzle Geometry on the Common-Rail Diesel Spray // SAE Technical Paper Series-2002. № 2002-01-1625. P. 1—13.
8. **Bae C., Kang J.** The Structure of a Break-up Zone in the Transient Diesel Spray of a Valve-Covered Orifice Nozzle // International Journal of Engine Research. — 2006. Vol. 7. 14 p.
9. **Goney K. H., Corradini M. L.** Isolated Effects of Ambient Pressure, Nozzle Cavitation and Hole Inlet Geometry on Diesel Injector Spray Characteristics // SAE Technical Paper Series. — 2000. № 2000-01-2043. P. 1—12.
10. **Ganipa L.C. Andersson S., Chomiak J.** Combustion Characteristics of Diesel Sprays from Equivalent Nozzles with Sharp and Rounded Inlet Geometries // Combustion Science Technologiesr. — 2003. Vol. 175. P. 1015—1032.
11. **Vanegas A., Won H., Peters N.** Influence of the Nozzle Spray Angle on Pollutant Formation and Combustion Efficiency for a PCCI Diesel Engine // SAE Technical Papers Series. — 2009. № 2009-01-1445. P. 1—10.
12. **Лойцянский, Л. Г.** Механика жидкости и газа [Текст] , Л. Г. Лойцянский. — М.: Наука, 1973. — 848.
13. **Роуч П.** Вычислительная гидродинамика [Текст] / П. Роуч. — М.: Мир, 1980. — 616 с.
14. **Зайцев, Д. К.** Параллелизация гидродинамических расчетов на блочно-структурированных сетках [Текст] / Д. К. Зайцев, Е. М. Смирнов, С. А. Якубов // Программные продукты и системы, 2009. — № 3. — С. 148—150.
15. **Горячев, В. Д.** Распределенная информационно-вычислительная система моделирования методами вычислительной гидродинамики [Текст] / В.Д. Горячев и др. // Программные продукты и системы, 2004. — № 3. — С. 2—7.
16. **ANSYS** CFX, Release 12.1, HELP & Tutorials. Canonsburg (USA), Inc. Release Notes, 2009. — 58 p.
17. **Марков, В.А.** Метод улучшения качества распыливания топлива в дизеле, работающем на смесевом биотопливе [Текст] / В. А. Марков, А. В. Стремяков, В. С. Акимов, В. А. Шумовский // Транспорт на альтернативном топливе, 2011. — № 2. — С. 24—29.
18. **Марков, В. А.** Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части [Текст] / В. А. Марков, А. В. Стремяков, В. С. Акимов, В. А. Шумовский // Грузовик, 2011. — № 3. — С. 13—17.

УДК
629.113.004.67

Л. И. Арзамасцев,
канд. техн. наук,
доц., директор
Смоленского
филиала
МАДГТУ
(МАДИ),
А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук,
проф.
МАДГТУ
(МАДИ)
E-mail:
afsinelnikov@
mail.ru

Технология и оборудование для восстановления рабочих поверхностей блоков и гильз цилиндров автомобильных двигателей

(Продолжение. Начало статьи см. в журнале "Грузовик", № 7, 2011 г.)

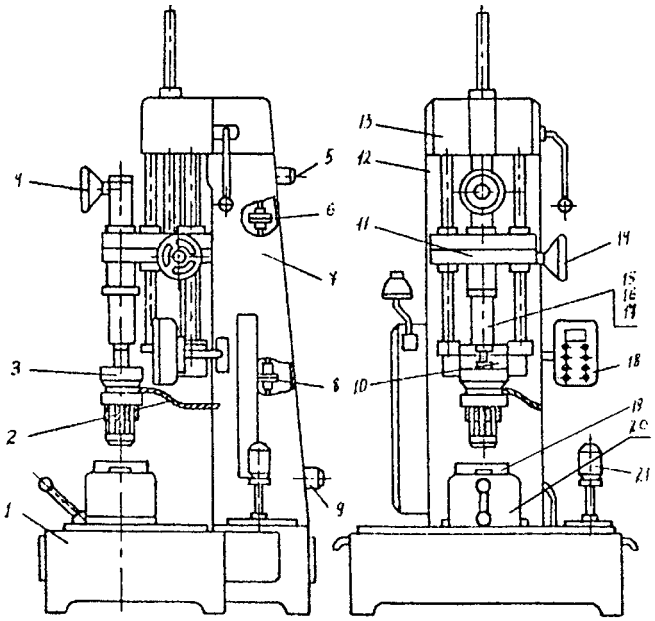

Рис. 6. Органы управления хонинговального станка модели 3Г 833:

1 — основание; 2 — трубопроводы подачи охлаждающей жидкости; 3 — хонинговальная головка; 4 — маховик ручных перемещений хонинговальной головки; 5 — привод коробки подач; 6 — механизм привода коробки подач; 7 — колонна; 8 — механизм привода редуктора; 9 — привод редуктора; 10 — редуктор; 11 — ползун; 12 — направляющая плита; 13 — коробка подач; 14 — маховик привода механизма ручного ввода хона; 15, 16 и 17 — сменные поводки для различных хонинговальных головок; 18 — пульт управления; 19 — устройство для установки гильз; 20 — стол для крепления блока; 21 — электронасос

После растачивания отверстия цилиндров предварительно и окончательно хонингуют. Хонингование снижает отклонения формы и шероховатость поверхности, повышает размерную точность, сохраняет микротвердость и структуру поверхностного слоя, увеличивает несущую поверхность и остаточные сжимающие напряжения. При хонинговании абразивным бруском совершаются возвратно-поступательные вдоль оси и вращательные движения, в результате которых на обработанной поверхности абразивными зернами образуются царапины.

Хонингование выполняют на одношпиндельных вертикально-хонинговальных станках моделей 3А 833, 3Б 833, 3Г 833, СС 700М и др., а также переносной установке УХ.

Общий вид хонинговального станка модели 3Г 833 представлен на рис. 6. Внутри основания 1 расположен резервуар для охлаждающей жидкости. На верхней части основания установлен электронасос 21, предназначенный для подачи охлаждающей жидкости в зону обработки с фильтром.

Внизу колонны 7 расположены привод вращения с вариатором и механизмом управления вариатором, а в верхней части колонны — привод коробки подач 5 и привод возвратно-поступательного движения хонинговальной головки. На правой стороне колонны под крышкой расположен диск управления циклом, а внизу на боковой стенке колонны — электрический шкаф. Ползун 11 передает вращение хонинговальной головке через шлицевой валик и обеспечивает возвратно-поступательное движение головки с помощью диска. На переднем верхнем платике корпуса

ползуна установлен механизм разжима брусков хонинговальной головки. Привод коробки подач 5 обеспечивает возвратно-поступательное движение хонинговальной головки. Внутри корпуса коробки подач размещены электромагнитные фрикционные муфты, плунжерный насос, ведущая коническая шестерня привода, ведомые конические шестерни, распределительная колонка смазки, ведущая шестерня штанги. Под корпусом коробки в резервуаре смазки колонны расположен всасывающий храповик, а в нише корпуса — ведомый шкив привода и предохранительная муфта. Под крышкой с левой стороны коробки подач расположены сменные шестерни. На коробке в правой стороне смонтирован электромагнитный тормоз с электромагнитами МИС-1100. Механизм управления состоит из электрической аппаратуры, конечных выключателей и пульта управления 18.

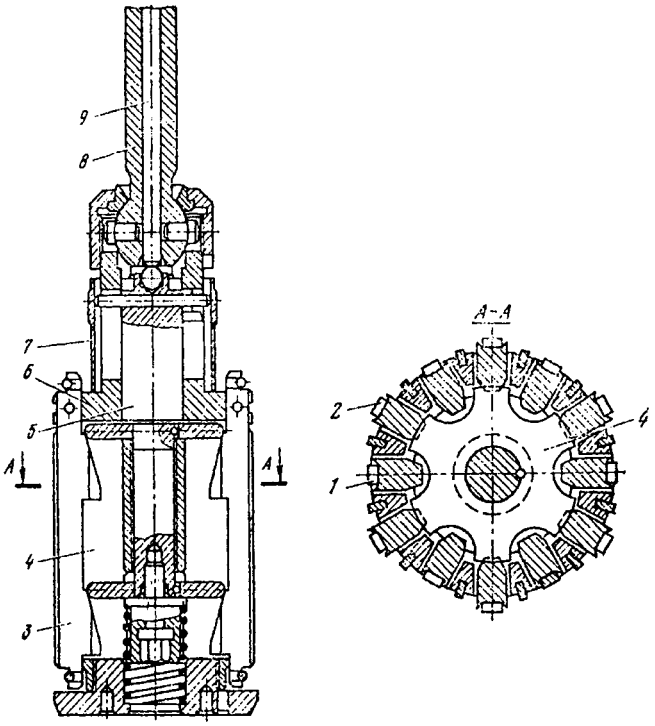

Рис. 8. Хонинговальная головка

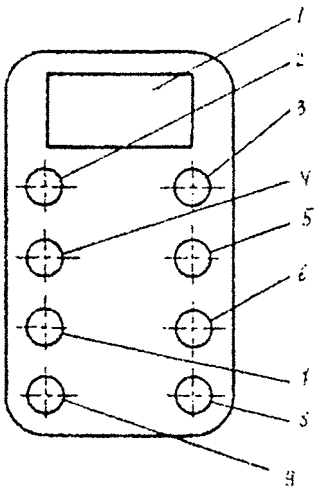

Рис. 7. Пульт управления хонинговальным станком модели 3Г 833:

1 — указатель нагрузки; 2 — переключатель режимов: "Ввод хона", "Ручной", 3 — сигнальная лампа; 4 — кнопка "Подача-пуск"; 5 — кнопка "Толчковый"; 6 — кнопка "Шпиндель стоп"; 7 — кнопка "Шпиндель пуск"; 8 — кнопка "Конец цикла"; 9 — кнопка "Общий стоп"

На рис. 7 представлен пульт управления хонинговальным станком 3Г 833.

Хонинговальная головка (рис. 8) с набором абразивных брусков может быть различных номеров в зависимости от диаметра обрабатываемого цилиндра и предназначена для доводки цилиндров двигателя диаметров 65—150 мм после их расточки.

В корпусе 1 установлено шесть брусков 2 предварительного хонингования и шесть брусков окончательного хонингования. Бруски разжимаются валиком 5. На валике установлены две фасонные шайбы с шестью пазами. Корпус головки соединяется штангой 8 с пневматическим приводом. Усилие от пневматического привода к разжимному валику 5 передается через шток 9.

Принцип работы хонинговальной головки состоит в следующем: разжимный валик 5, перемещаясь под действием пневматического привода вниз, разжимает только предварительные бруски 2. Башмаки брусков окончательного хонингования в это время попадают в пазы

фасонных шайб, и головка работает в режиме предварительного хонингования. Для переключения головки в режим окончательного хонингования останавливают вращение шпинделя, отключают пневморазжим и валик 5 под действием пружины возвращается в верхнее положение. Затем муфтой 7 валик 5 поворачивают во втулке 6 с фиксацией в следующих пазах, смещенных на 30°, и при включении пневморазжима теперь разжимаются только бруски окончательного хонингования, а башмаки брусков предварительного хонингования оказываются в пазах фасонных шайб.

После каждого двойного хода (или нескольких ходов) механизмом хона производится разжатие (радиальная подача) брусков.

Зернистость абразивного бруска выбирается в зависимости от требуемой шероховатости поверхности цилиндра, а твердость связки — в зависимости от твердости обрабатываемого материала. Наибольшее распространение получили карборундовые бруски на керамической связке зернистостью 120 и твердостью СТ-С2 для предварительной обработки и зернистостью 400 и твердостью СМ1-СМ для окончательной доводки. В последнее время при хонинговании широко применяются бруски из синтетических алмазов АС6 для предварительной обработки и АСМ20 на металлической связке М1 при 100 % концентрации для окончательной доводки.

Для окончательного хонингования рекомендуются алмазные бруски на эластичной основе, которые имеют стойкость примерно в 100 раз больше по сравнению со стойкостью абразивных брусков. При этом их применение уменьшает шероховатость поверхности, обеспечивает однородность микрогеометрии поверхности.

Учитывая, что алмазные бруски на эластичной связке снимают ограниченный припуск — до 4—6 мкм на диаметр, необходимо обеспечить после предварительного хонингования шероховатость поверхности по внутреннему диаметру гильзы в пределах Ra = 0,25—0,6 мкм и точность геометрической формы 0,01—0,02 мм.

Настройка станка заключается в установлении частоты вращения шпинделя, определении величины хода хонинговальной головки и числа двойных ходов хона. Необходимую частоту вращения шпинделя устанавливают с помощью коробки передач станка, а число двойных ходов хонинговальной головки сменными шестернями, расположенными с левой стороны станка под крышкой.

Блок цилиндров или гильзы устанавливают на стол станка, добиваясь такого положения, при котором оси цилиндра и хонинговальной головки приблизительно совпадали, а затем блок закрепляется на столе прижимами. Соединяют хонинговальную головку со шпинделем станка. На цилиндр, предназначенный для хонингования, устанавливают приспособление для подачи охлаждающей жидкости и конусообразное устройство для ввода в цилиндр хонинговальной головки.

На холостом ходу при малых оборотах шпинделя проверяют работу всех механизмов станка и, убедившись в их нормальной работе, приступают к обработке. Органы управления станком показаны на рис. 7.

Переключатель режимов управления на пульте необходимо поставить в положение "Ручной" и маховиком ручного ввода 14 (см. рис. 6) плавно вводят хонинговальную головку в обрабатываемое отверстие на глубину 2/3 длины бруска. Затем, выставив кулачок, расположенный на лимбе коробки подач и ограничивающий движение ползуна вверх, ручным вводом определяют крайнее нижнее положение хода хона головки так, чтобы она выходила из отверстия на 1/3 длины бруска, и фиксируют кулачок, ограничивающий движение ползуна вниз. Переключатель режимов управления ставят в положение "Ввод хона", после чего станок готов к включению в нормальный цикл работы.

Для хонингования цилиндров нажатием кнопки "Шпиндель пуск" (см. рис. 7) одновременно включаются приводы возвратно-поступательного и вращательного движений шпинделя. Чтобы установить ползун снова в исходное положение, нажимают кнопку "Шпиндель стоп" и затем кнопку "Конец цикла". При этом вращение шпинделя прекращается, а ползун с хонинговальной головкой займет крайнее верхнее положение. По окончании работы или при экстренном отключении всех механизмов станка нажимают красную грибовидную кнопку "Общий стоп". Вращением маховика 4 (см. рис. 6), расположенного в верхней части ползуна, производится разжим брусков хо-

Таблица 5

Параметр	Операция хонингования		
	Первая	Вторая	Третья
Частота вращения хонинговальной головки, мин$^{-1}$	120	160	240
Число двойных ходов головки, ход/мин	60	60	60
Длина хода, мм	165	165	165
Давление на разжим брусков, МПа	1,5	1,2	1,0
Количество брусков в комплекте, шт.	6	6	6
Время хонингования, с	40—45	20—25	15
Цилиндричность отверстия, мм	0,02	0,1—0,02	0,01—0,02
Шероховатость поверхности *Ra*	0,8	0,63	0,25

нинговальной головки. Установив переключатель режимов управления в положение "Ввод хона" (см. рис. 7), нажимают кнопку "Шпиндель пуск" и открывают кран подачи охлаждающей жидкости. Процесс хонингования начался.

В случае необходимости измерения обрабатываемого отверстия или при окончании хонингования нажимают кнопки "Шпиндель стоп" и "Конец цикла".

Для повторного ввода хонинговальной головки бруски необходимо свести вращением маховика в обратную сторону и произвести ввод заново.

Хонингование алмазными брусками осуществляется в два – три приема. Общий припуск на хонингование составляет 0,05—0,08 мм на сторону. При предварительном хонинговании удаляется припуск 0,03—0,04 мм на сторону; зернистость брусков при этом 150—200, при окончательном 400—500.

При снятии значительных припусков (для чугуна более 0,1 мм) применяют хоны с механизмами, обеспечивающими непрерывное движение конусов, разжимающих алмазные бруски.

Двукратным или трехкратным хонингованием можно обеспечить точность до 6-го квалитета и шероховатость обработки поверхности $Ra = 0{,}2—0{,}32$ мкм.

Обработка отверстий хонингованием алмазными брусками проводится на следующих режимах, приведенных в табл. 5.

Хонингование гильз производят на тех же одношпиндельных вертикально-хонинговальных станках, используя специальное приспособление (рис. 9), состоящее из корпуса 1, на котором закреплены втулки 3 и 4 и выталкивающее устройство 6. Гильзу 5 устанавливают в отверстие втулки 4 до упора в установочное кольцо 7 и закрепляют болтом 2. Выталкивающее устройство позволяет быстро вытаскивать гильзу из втулки 4 после ее хонингования.

Биение оси зеркала цилиндров и посадочных поясков должно быть не более 0,1 мм, а непараллельность образующих поверхностей — не более 0,03 мм.

Для хонингования гильз используют хоны с брусками из синтетических алмазов АСР 50/40 (предварительное) и АСР 20/14 (окончательное). В качестве смазочно-охлаждающей жидкости используют смесь керосина и индустриального масла.

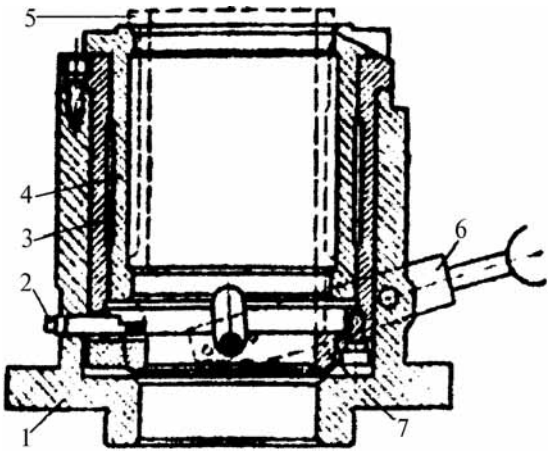

Рис. 9. Приспособление для хонингования гильз цилиндров двигателей

Режим предварительного хонингования: окружная скорость хона — 60—80 м/мин.; скорость возвратно-поступательного движения — 15—25 м/мин; давление брусков — 0,5—1,0 МПа. Режим чистового (окончательного) хонингования такой же, как и предварительного, но давление брусков снижают до 0,3—0,5 МПа.

После хонингования отклонение геометрической формы рабочей поверхности гильзы должно быть не более 0,01—0,02 мм, а шероховатость $Ra = 0{,}08$ мкм.

Конусность, бочкообразность, корсетность могут быть устранены при хонинговании, однако они могут возникать при выполнении этого процесса. Конусность может возникать по тем же причинам, что и некруглость отверстия (от смещения центра отверстия относительно прежнего), а кроме того, от неправильного выбора длин брусков и длины хода. Для обеспечения ограниченной в пределах допусков конусности осевое смещение хона должно быть подобрано соответствующим образом.

Нормативы времени операций растачивания и хонингования оцениваются технической нормой времени, которая сводится к расчету штучно-калькуляционного времени. Норма штучно-калькуляционного времени $t_{шк}$ — это регламентированное время выполнения технологической операции в определенных организационно-технических условиях одним или несколькими исполнителями соответствующей квалификации.

Техническая норма времени на деталь или изделие зависит от типа производства и определяется следующими методами: аналитико-исследовательским, аналитико-расчетным, по укрупненным нормам комплекса приемов работ.

Аналитико-исследовательский метод предусматривает определение нормы времени на основании хронометражных данных, проводимых при нормировании каждой операции как непосредственно на рабочем месте, так и в технологических лабораториях. Метод используется исключительно в массовом производстве выпуска изделий и основан на тщательном анализе организации рабочего места и проверке режимов обработки, стойкости инструментов, жесткости станка и крепления детали.

Аналитико-расчетный метод, используемый в основном в серийном производстве, основан на выполнении нормировочных работ по заранее составленным нормативным данным по режимам обработки и хронометражным исследованиям типовых приемов работы на подготовительно-заключительные и вспомогательные работы.

По укрупненным комплексам приемов работ определяют нормы времени на основании операционных карт на типовые операции, заранее пронормированные аналитико-расчетным методом.

Структура технической нормы времени операций механической обработки блока и гильз цилиндров представлена на рис. 10.

Определение технической нормы времени аналитико-расчетным методом предусматривает: расчет по формулам или определение по таблицам по каждому переходу или рабочему ходу режима обработки; расчет по формулам основного (машинного) времени по данным из операционной карты; подбор оснащения операции необходимыми приспособлениями, измерительными инструментами и квалификации рабочего; выбор по нормативным данным подготовительно-заключительного времени; выбор по нормативным данным вспомогательного времени на установку и снятие детали; выбор по нормативным данным вспомогательного времени, связанного с переходом по всем переходам; сложением по всем переходам машинного времени $t_м$ для определения основного времени $t_о$ и всего вспомогательного времени (на установку и снятие детали, связанное с переходом), получение оперативного времени $t_{оп}$; определение по нормативам в процентном отношении от оперативного времени на обслуживание рабочего места $t_{орм}$ и личные надобности $t_{лп}$; сложением итогов по основному, вспомогательному времени и времени на обслуживание рабочего места и личные надобности определяется штучное время $t_{шт}$ на операцию; разделив подготовительно-заключительное время $T_{п\text{-}з}$ на партию деталей Z и сложив с штучным временем $t_{шт}$ на операцию, получают норму штучно-калькуляционного времени $t_{шк}$.

Исходными данными для проектирования технологических процессов восстановления деталей являются: рабочий чертеж, который определяет материал детали, ее форму и размеры, точность и

Рис. 10. Структура технической нормы времени операций механической обработки

шероховатость обработки, взаимосвязь отдельных рабочих поверхностей, твердость и термическую обработку; рабочий чертеж восстановленной детали, на котором указываются те же данные, что и на рабочем чертеже для изготовления детали при условии восстановления детали обработкой под ремонтные размеры; масса восстанавливаемой детали; чертеж узла, в который входит восстанавливаемая деталь; технические характеристики используемого оборудования для восстановления детали; нормативы операционных припусков и допусков; каталоги режущих, измерительных и вспомогательных инструментов; нормативы режимов резания, вспомогательного и подготовительно-заключительного времени и времени на обслуживание рабочего места и отдых рабочего; таблицы величин врезания режущих инструментов.

Для работ механической обработки блоков и гильз цилиндров техническая норма времени $t_{шк}$ определяется по формуле, представленной на рис. 10. Главное движение при расточке и хонинговании цилиндров и гильз двигателей является вращение инструмента обработки, а вспомогательное — его возвратно-поступательное перемещение. При нормировании работ механической обработки блоков и гильз цилиндров придерживаются в такой последовательности:

определяют диаметр d обрабатываемой поверхности и припуск z. Значение диаметров для отверстий принимается после обработки. Припуск — величина, которую снимают в процессе обработки;

определяют глубину резания t, которую принимают равной припуску на сторону;

рассчитывают число рабочих ходов по формуле

$$i = \frac{z}{2t}; \qquad (15)$$

выбирают по нормативам величину подачи s в зависимости от вида обработки и сопоставляют ее с имеющимися подачами оборудования (по паспорту станка) и принимают для последующих расчетов ближайшее значение $s_ф$;

рассчитывают или определяют по нормативам скорость резания u (м/мин), значение которой зависит от механических свойств обрабатываемого материала, материала режущего инструмента, глубины резания t, подачи $s_ф$, геометрии режущего инструмента;

рассчитывают частоту вращения детали n по формуле:

$$n = \frac{1000v}{\pi d}, \text{ мин}^{-1}, \qquad (16)$$

где u — скорость резания, м/мин; d — наибольший диаметр обрабатываемой поверхности, мм.

Частота двойных ходов при совершении инструментом или изделием возвратно-поступательного движения определяется по формуле:

$$n_{д\text{-}х} = \frac{1000v_{в\text{-}п}}{2L_р}, \qquad (17)$$

где $u_{в\text{-}п}$ — скорость возвратно-поступательного движения, м/мин; $L_р$ — длина рабочего хода, мм.

Рассчитанную величину частоты вращения или частоты двойных ходов сопоставляют со значениями этих параметров оборудования и принимают ближайшее большее значение $n_ф$ или $n_{д\text{-}х\,ф}$;

рассчитывают фактическую скорость резания (возвратно-поступательного движения) по формуле:

$$u_ф = \frac{\pi d n_ф}{1000}, \qquad (18)$$

рассчитывают для определения правильности выбранного оборудования и его оптимальной загрузки по наиболее загруженному переходу для каждой операции коэффициент использования оборудования по мощности η_N по формуле:

$$\eta_N = \frac{N_{нэ}}{N_{дэ}}, \qquad (19)$$

где $N_{нэ}$ — необходимая мощность главного электродвигателя станка, кВт; $N_{дэ}$ — действительная мощность главного электродвигателя станка, кВт. Необходимую мощность станка $N_{нэ}$ определяют по следующей зависимости:

$$N_{нэ} = \frac{P_z v_ф}{60\,000\eta_м}, \qquad (20)$$

где P_z — сила резания, Н; $v_ф$ — фактическая скорость резания, м/мин; $\eta_м$ — механический коэффициент полезного действия, равный 0,97. Силу резания P_z определяют расчетом или по нормативным данным.

При значении коэффициента использования оборудования по мощности η_N, близком к единице, станок выбран правильно, а при меньших значениях этого коэффициента необходимо выбирать станок с меньшей мощностью главного двигателя;

определяют для каждого технологического перехода основное (машинное) $t_о$ время по формуле:

$$t_о = \frac{L_р}{S_ф n_ф} i, \text{ мин}, \qquad (21)$$

где $L_р$ — расчетная длина обработки, мм; $s_ф$ — фактическая, принятая по паспорту станка, величина подачи изделия или инструмента, мм/об; $n_ф$ — фактическая, принятая по паспорту станка, частота вращения детали или инструмента, мин$^{-1}$; i — число ходов инструмента.

Расчетную длину обработки $L_р$ определяют по формуле

$$L_р = I + I_x, \qquad (22)$$

где I — действительная длина обработки, определяемая по чертежу, мм; I_x — величина, связанная с врезанием и перебегом инструмента и для каж-

дого способа обработки имеет свои особенности в определении, мм;

выбирают по нормативам вспомогательное время на все переходы операции и определяют их сумму. При назначении вспомогательных времен следует учитывать следующее: на вспомогательные переходы назначают время, связанное с установкой детали; на технологические переходы — вспомогательное время, связанное с переходом; на переходы, после которых необходимо производить замеры обрабатываемой поверхности, — время, связанное с замерами;

определяют оперативное время;

определяют время на обслуживание рабочего места $t_{орм}$ и личные надобности $t_{лп}$, которое составляет (6—7) % к оперативному времени $t_{оп}$;

определяют штучное время;

принимают по нормативам подготовительно-заключительное время $T_{п\text{-}з}$;

определяют штучно-калькуляционное время $t_{шк}$.

Последовательность определения штучно-калькуляционного времени $t_{шк}$ для всех видов станочных работ одинакова. Особенностью для каждого вида обработки является определение основного времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Справочник** специалиста по ремонту автомобилей: Под ред. В. М. Приходько [Текст]. — М.: ИКЦ "АКАДЕМКНИГА", 2007. — 439 с.
2. **Арзамасцев, Л. И.** Ремонт блоков цилиндров автомобильных двигателей [Текст] / Л. И. Арзамасцев, А. Ф. Синельников // Грузовик &, 2006. — № 2. — С. 26—36.

УДК
629.113.001.4–192

В. С. Устименко,
канд. техн. наук,
В. В. Алимурадов,
Н. А. Еремина,
С. А. Карпухин,
Н. А. Титов
НИИЦ АТ
ЗЦНИИ МО РФ

Проблемы расчета показателей надежности автомобильной техники по результатам пробегов в нормальных условиях испытаний

Изложены существующие проблемы расчета показателей надежности автомобильной техники по результатам их контрольных испытаний, которые на практике учитываются недостаточно и приводят к широкому разнообразию результатов, снижая тем самым реальную точность оценки надежности.
Указанные проблемы раскрыты в системе "автомобиль—дорога". Рассмотрены показатели этой системы в рамках оценки надежности автомобильной техники и приведены рекомендации и конкретные способы решения указанных проблем, чтобы обеспечить точность, достоверность и воспроизводимость результатов испытаний для оценки надежности автомобильной техники.

Ключевые слова: *автомобильная техника, испытания, надежность, регулируемая технология пробегов, показатель категории дорог, показатель уровня нагружения.*

Надежность автотранспортных средств (АТС) характеризуется показателями безотказности, долговечности, ремонтопригодности и сохраняемости.

По результатам пробеговых испытаний, выполняемых по программе приемочных, периодических и других видов контрольных испытаний в объеме гарантийной наработки, устанавливают, как правило, показатель безотказности — наработку на отказ (тыс. км) и реже показатель ремонтопригодности – среднюю удельную оперативную трудоемкость текущего ремонта (чел.-ч/тыс. км), среднюю трудоемкость устранения любого дефекта, включая отказы и повреждения (чел.-ч).

По результатам ресурсных испытаний в качестве показателей долговечности принимают:

— наработку автомобиля и агрегатов до первого капитального ремонта, тыс. км;

— наработку автомобиля на отказ, тыс. км.

К настоящему времени сложилась такая практика алгоритма расчета, например показателя безотказности, согласно которой, несмотря на небесспорный метод категорирования "отказа" (проблема будет раскрыта ниже), регистрируют количество выявленных отказов, устанавливают выполненный пробег по различным видам дорог, приводя его к 1-й категории условий эксплуатации (КУЭ), например, по ГОСТ 21624—81 или ОСТ 37.001.087—76 [1, 2] (еще одна проблема), вычисляют искомое значение оцениваемого показателя и, наконец, рассматривают его на степень соответствия заданному нормативу ТЗ с последующим формулированием вывода: "выдержал", "не выдержал" данный образец (цы) испытания по показателю безотказности.

Для раскрытия проблем, в том числе указанных, в системе "автомобиль—дорога" первоначально рассмотрим показатели этой системы, среди которых:

— объем испытаний;

— количество представляемых на испытания образцов;

— оцениваемые показатели безотказности и требования, предъявляемые к их нормативам;

— область и способ приведения пробегов по видам дорог к 1-й категории условий эксплуатации;

— перечень испытательных дорог и распределение пробега по ним для оценки безотказности автомобильной техники (АТ);

— показатели регулируемой технологии пробегов при испытаниях образцов автомобильной техники для обеспечения условий воспроизводимости их надежности.

При рассмотрении указанной системы нельзя не учитывать также положения Федерального закона "Об обеспечении единства измерений 2009 г.", согласно которому к результатам испытаний предъявляются повышенные метрологические требования по точности, достоверности и воспроизводимости их результатов.

С учетом этих требований рассмотрим указанные показатели системы.

1. **Объем испытаний.** Как правило, этот норматив несет коммерческий характер и принимается в объеме объявленной гарантийной наработки, значение которого "подвижно" и к настоящему времени достигло 45—50 тыс. км пробега. К сожалению, предприятие не дает гарантии безотказной работы в указанном объеме пробега, а лишь гарантирует восстановление образца при условии соблюдения правил и норм эксплуатации. В условиях рыночной экономики при увеличении гарантийной наработки предприятие балансирует между возрастающими затратами на гарантийный ремонт и рекламой, которая стимулирует увеличение объема продаж продукции производства. Однако фактическая надежность продукции может оставаться прежней.

С точки зрения надежности проверки качества испытываемых образцов, например по ГОСТ 15.309—98 [3], увеличение объема испытаний повышает достоверность их результатов, но приводит к росту затрат изготовителя. И напротив, уменьшение объема и интенсивности испытаний ведет к понижению достоверности результатов испытаний и может привести к еще более значительному росту затрат изготовителя на исправление обнаруженных потребителем дефектов, замене дефектной продукции, компенсации причиненного потребителю ущерба, уплате штрафов, потере фирмой репутации и доверия к качеству ее продукции. Поэтому, как отмечено в стандарте [3], испытания серийной техники (и не только серийной) должны быть оптимальными, что практически совпадает с интересами заказчика и предлагает учет одновременно и достоверности результатов испытания, и стоимости их проведения.

Согласование, на первый взгляд, противоречивых требований возможно, например, путем разработки альтернативного подхода при выборе объема испытаний, построенного по принципу достаточности пробега на каждом виде дорог при сохранении требования полноты проверки качества испытываемого образца. Такой подход впервые был поставлен в НИР ФГУ "21 НИИИ МО РФ" [4], и на основе анализа полученных результатов экспериментальных исследований [5, 6] предложено проведение испытаний независимо от гарантийного пробега в объеме 24 000 км при строжайшем контроле режима испытаний. Накопление экспериментального материала в указанном направлении представляется актуальным и перспективным.

2. **Количество представляемых на испытания образцов**, как правило, устанавливает заказчик, заведомо определяя тем самым погрешность результата испытаний. Минимальное количество образцов, определяемое стандартами, в том числе при оценке показателей надежности [7], определено в объеме 2—3 образцов. С точки зрения оценки статистических параметров случайных процессов, а появление дефектов у автомобилей в процессе их испытаний относится именно к такой категории, указанное количество образцов является недостаточным. В связи с этим, для того чтобы из всего объема установленных дефектов можно было бы выделить преимущественно дефекты конст-

руктивного и технологического характера, испытания всех образцов должны быть проведены в одних и тех же или близких к ним условиях и режимах испытаний.

Окончательная оценка результатов испытаний по показателям безотказности должна выполняться в сопоставлении с банком данных по безотказности близких аналогов объектов испытаний квалифицированными специалистами в области надежности АТ.

Учет указанных рекомендаций позволит существенно улучшить оценку показателей безотказности, несмотря на то, что недостаточное количество образцов, представляемое на испытания, является одним из слабых звеньев всей технологии испытаний АТ на надежность.

3. **Оцениваемые показатели безотказности и требования, предъявляемые к их нормативам**. Прежде чем дать характеристику показателям надежности (безотказности и долговечности), представляется чрезвычайно важным первоначально привести общие требования при их формировании с оценкой:

— в какой мере по полноте, объективности и точности принимаемые показатели выражают то или иное свойство;

— достаточны ли теоретические обоснования выбора показателей и возможности их реализации на практике доступными (имеющимися) техническими средствами;

— насколько выбранные показатели отображают физические процессы исследуемого свойства;

— возможны ли контроль, обработка (с анализом) и представление результатов наблюдений в цифровом или цифропечатающем виде на борту испытываемого образца, в том числе с использованием ПЭВМ;

— насколько перечень принимаемых оцениваемых показателей гармонизирован по стоимостным параметрам определения их количественных значений.

Другими словами, речь идет о том, насколько оправдан выбор тех или иных показателей и способ их определения, в том числе с учетом метрологических требований и стоимости.

По-существу, при выборе любого показателя в настоящее время стремятся учитывать задаваемую погрешность определения его количественного значения путем подбора соответствующей регистрирующей аппаратуры и суммарной стоимости. И только на основе принятых оцениваемых показателей разрабатывают методики определения их количественных значений и проводят метрологическую аттестацию.

Приведенные требования в полной мере относятся и к показателям надежности.

Определение показателей надежности относится к категории свойств самой затратной и по стоимости, и по объему испытаний (особенно по показателям долговечности) — до 70 % всего объема трудозатрат испытаний. Это предопределяет особые требования по полноте, объективности и точности показателей надежности. Например, принятый и используемый в настоящее время показатель безотказности — наработка (км) на отказ, недостаточно полно и объективно характеризует это свойство. В частности, не учитывается случайный характер появления дефектов. Показатель не учитывает повреждения, которые могут составлять до 80 % всего объема выявленных дефектов, а при фиксировании факта "отказа" не учитывает его весомость и выполненный образцом пробег к моменту его появления. При категорировании дефекта в виде отказа или повреждения, несмотря на наличие формализованного перечня отказов по агрегатам, системам и узлам, дефект может быть принят как "отказ" или как "повреждение", а от принятия или непринятия дефекта за "отказ" зависит практическая оценка безотказности образца в целом. Не исключено и субъективное целенаправленное категорирование дефекта.

Кроме того, требование ТЗ только по "наработке на отказ" имеет ограниченный характер, задается одночисловым значением при большом рассеянии дефектов по их перечню, а по принятым значениям норматива — не имеет научного обоснования, задается субъективно (скорее всего выражает пожелания) и не учитывает достигнутый технический уровень производственной базы завода-изготовителя изделия и тенденции его изменения.

Отмеченные недостатки в полной мере относятся к оценке показателей долговечности. Общий недостаток показателей обоих свойств состоит в том, что наработка на отказ и ресурс автомобиля до капитального ремонта задаются при-

менительно не к условиям испытаний и даже реальным условиям эксплуатации, а применительно к 1-й категории условий эксплуатации, как указано выше. Однако в официальных источниках по ресурсу, как правило, умалчивается об этом и создается видимость большего ресурса образца, превышающего в 2,0—2,5 раза фактический в условиях нормальных испытаний.

Для устранения указанного недостатка на основе исследований разработан новый показатель безотказности и методика его определения [8] — показатель невыработанного гарантийного ресурса j-го образца M_j, чел.-ч, определяемый по зависимости:

$$M_j = \Sigma A_{ij} \frac{S_н - S_{ij}}{S_н}, \qquad (1)$$

где A_{ij} — затраты на устранение каждого дефекта (независимо от деления на отказы и повреждения) в условиях ПТОР (пункта технического обслуживания и ремонта), чел.-ч; S_{ij} — пробег до проявления дефекта i-й детали j-го образца, км; $S_н$ — нормативный пробег (гарантийный или ресурсный), км.

На основе анализа банка данных (за последние 20 лет) по безотказности автомобилей многоцелевого назначения (АМН), военных гусеничных машин (ВГМ) и специальных колесных шасси и тягачей (СКШТ) по всем заводам производства военной автомобильной техники (ВАТ) и статистических обобщений разработаны нормативы показателя M_j по среднему значению и его доверительным границам ($M_н \pm \Delta_м$).

Аналогичные расчеты выполнены и по основному показателю — "наработке на отказ". Такой подход позволяет результаты испытаний по этому свойству представлять в виде:

— безотказность образца находится на уровне требований при $M_j = (M_н \pm \Delta_м)$;

— образец вполне соответствует требованиям при $M_j < (M_н - \Delta_м)$;

— образец по показателю M_j испытания не выдержал при $M_j > (M_н + \Delta_м)$.

Принимая во внимание, что ресурс до 1-го капитального ремонта АТС задают в 1-й категории условий эксплуатации, а также отдельные попытки нормирования гарантийной наработки в этих условиях в рамках проекта ТЗ, заслуживают рассмотрения способ задания и оценка условий испытаний (эксплуатации).

4. Область и способ приведения пробегов по видам дорог к 1-й категории условий эксплуатации. Учитывая, что в научно-технической литературе недостаточно полно освещены материалы об истоках разработки 1-й КУЭ, области и способах ее применения, представляется целесообразным шире раскрыть это понятие.

Известно, что надежность любого образца АТ (ВАТ), в частности, безотказность и долговечность, а также корректировка периодичности технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР), непосредственно связаны с условиями его эксплуатации. В связи с этим, возникла потребность "привязки" нормативов показателей данных свойств к каким-то конкретным условиям. Возникшая при этом проблема обозначилась тем, что, помимо природно-климатических факторов, отдельно взятые дорожные условия имеют широкий диапазон характеристик различных видов дорог. Дорожно-грунтовые условия, не имея количественных характеристик, традиционно не стабильны и постоянно изменяются, при этом оцениваются визуально, по субъективной оценке. Поэтому нормативы показателей надежности невозможно было "привязать" к конкретным условиям, например, к наиболее вероятным условиям использования и эксплуатации АТС.

Вместе с тем, сложившаяся система эксплуатации и испытаний АТС в силу ее неопределенности требовали разработку

и классификацию дорожных и климатических условий. Так, в начале 60-х годов было положено начало разработки этого норматива в виде 1-й версии "Положения о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта", а затем в начале 70-х годов была разработана 2-я версия, которая после согласования с Минавтопромом СССР (1.12.1971 г.) была утверждена Министерством автомобильного транспорта РСФСР (7.12.1971 г.) и издана отдельной брошюрой в 1974 г.

В этом Положении условия эксплуатации были представлены тремя категориями с включением в каждую из них по 2—4 типа дорог и присвоением каждой категории "коэффициента корректирования периодичности технического обслуживания, трудоемкости текущего ремонта и норм межремонтных пробегов" со значениями соответственно 1,0; 0,8 и 0,6, при этом виды дорог были представлены их описанием, в том числе с указанием типа покрытия или без него.

Для последующих обобщений важно обратить внимание на цель разработки корректирования норм ТО и ремонта подвижного состава (ПС): для обеспечения безопасности движения, безотказности в работе и долговечности на заданном уровне, а также сокращения затрат на техническое содержание ПС автотранспортные предприятия и управления корректируют нормативы ТО и ремонта путем:

— учета условий эксплуатации ПС при назначении нормативов;

— изменения режимов ТО, т. е. перечня операций периодичности и трудоемкости и др.

Следующая (3-я версия) Положения была утверждена и введена в действие 20.09.1984 г. тем же министерством с его изданием отдельной брошюрой в 1988 г. Принципиальное отличие новой классификации состояло в создании уже пяти категорий условий эксплуатации с использованием шести видов дорог ($Д_1$—$Д_6$) и пяти типов рельефа местности ($Р_1$—$Р_5$), при этом каждая КУЭ включала от одного до четырех видов дорог, а каждая дорога была представлена в рамках от одного до пяти типов рельефа местности без текстового описания каждой КУЭ, например, Д4-Р1, Р2, Р3, Р4, Р5. Классификация предусматривала еще дополнительно три условия движения: первое — за пределами пригородной зоны, второе — в малых городах и в пригородной зоне, третье — в больших городах (более 100 тыс. жителей).

Для каждой КУЭ был присвоен норматив со значениями коэффициента корректирования, соответственно равными 1,0; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6.

Принципиальный недостаток такой регламентации КУЭ состоит в том, что конкретные условия при опытной (подконтрольной) эксплуатации транспортных средств оцениваются субъективно без указания их количественных характеристик, а смешанное использование указанных условий за какой-то период затрудняет или делает невозможным выбор *i*-й КУЭ.

Параллельно с разработкой Положения категории условий эксплуатации и соответствующие им коэффициенты корректирования (теперь через показатели эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности — ЭТ и РП) нашли отражение в ГОСТ 21624 в редакциях 1976 и 1981 гг. [1] с текстовым описанием пяти КУЭ (во второй редакции) и теми же значениями коэффициентов корректирования (1,0; 0,9; 0,8; 0,7 и 0,6).

В стандарте было записано, что он устанавливает требования к изделиям по обеспечению заданного уровня ЭТ и РП, а также значения показателей этого свойства для полноприводных и неполноприводных автомобилей, прицепов и полуприцепов (с некоторыми сокращениями по тексту).

В статье 1.4 этого стандарта указано, что значения всех показателей ЭТ и РП при ТО и ТР заданы для первой категории условий эксплуатации и климатических районов с коэффициентом корректирования 1,0, при этом 1-я КУЭ обозначена в виде автомобильных дорог I, II, III технических категорий за пределами пригородной зоны на равнинной, слабохолмистой и холмистой местности, имеющих цементобетонное и асфальтобетонное покрытие.

При смешанном использовании видов дорог установление конкретной категории дорог осталось также затруднительным, особенно на границе категорий с дискретным заданием их значений, равным 0,1, что создает погрешность до 20 %.

Не была решена проблема практического категорирования условий эксплуатации и в приказах

Министра обороны РФ, последовательно изданных № 300-85, № 370-86 и № 300-2006, в которых КУЭ представлены с незначительными изменениями аналогично указанным редакциям Положения также в виде $Д_1$—$Д_6$, $Р_1$—$Р_5$ и трех условиях движения в разном их сочетании в каждой категории (I—V) условий эксплуатации.

Таким образом, в восьми разных документах практически по одному и тому же нормативу с 1971 по 2006 г., разработанных в трех ведомствах (Минавтотранс, ГОССТАНДАРТ и Министерство обороны) не нашли отражение конкретные рекомендации по корректному определению и оценке реальных условий эксплуатации через КУЭ, не говоря уже о разработке конкретного механизма их применения.

Спустя почти три десятилетия проблема возможности установления не только номера КУЭ реальных дорожных условий, но и вычисления значений коэффициента корректирования была решена после наделения категорий испытательных дорог (в первую очередь, в интересах НИИЦ АТ) количественными показателями по ОСТ 37.001.520—96 [9].

Способ корректирования дорожных условий, в том числе приведения пробегов по видам дорог к 1-й КУЭ, был разработан в 21 НИИИ АТ Минобороны России и закреплен в патенте на изобретение № 2123678 под названием "Способ нормирования и корректировки периодичности технического обслуживания и пробега до капитального ремонта транспортных средств в зависимости от дорожных и климатических условий" [10], что напрямую позволило достичь цели разработки указанных (восьми) нормативных документов.

Согласно этому патенту 1-ю КУЭ $\Psi_{\Sigma 1КУЭ}$ определяют через математическое ожидание относительного коэффициента суммарного сопротивления движению асфальтированных дорог (за пределами пригородной зоны на равнинной, слабохолмистой и холмистой местности), равное 0,04 при работе без прицепа и 0,05 при работе с прицепом [9] при номинальной загрузке платформы транспортного средства по зависимости:

$$\Psi_{\Sigma 1КУЭ} = m_{\Psi A}\alpha + m'_{\Psi A}\,\beta = 0{,}046, \quad (2)$$

где $m_{\Psi A}$ — матожидание относительного коэффициента суммарного сопротивления движению асфальтированных дорог при движении по ним ТС без прицепа, равное 0,04; $m'_{\Psi A}$ — то же с прицепом, равное 0,05; α — доля пробега без прицепа 0,4; β — доля пробега с прицепом 0,6.

При этом коэффициент приведения различных видов дорог K_j вычисляют путем деления коэффициента $\Psi_{\Sigma j}$, установленного в ходе испытаний, на коэффициент $\Psi_{\Sigma 1КУЭ}$, равный 0,046.

Способ количественной оценки 1-й КУЭ и других различных дорог в условиях изменяющихся их характеристик, а также природно-климатических факторов обеспечивает, по сравнению с указанной оценкой определения КУЭ с включением технических категорий дорог и "групп условий работы" ("условий движения"), следующие преимущества:

— обеспечение безотказности и долговечности на заданном уровне за счет точного соблюдения нормативов по периодичности ТО, трудоемкости ТР и пробега до КР в зависимости от изменяющихся условий опытной (подконтрольной) эксплуатации и условий использования ТС;

— упрощение учета и упразднение субъективной оценки множества указанных факторов;

— количественное представление 1-й КУЭ через значение относительного коэффициента суммарного сопротивления движению (коэффициент категории дорог), равного 0,046;

— возможность нормирования периодичности ТО и пробега до КР, при-

веденных к 1-й КУЭ, не только через величину пробега, но и накопленную величину уровня нагружения W_j (рассмотрена ниже);

— универсальный характер и простота практического использования способа при нормальных испытаниях и рядовой эксплуатации ТС в автотранспортных предприятиях.

1-я КУЭ нашла применение также в ОСТ 37.001.087—76 [2] по ресурсным испытаниям полноприводных автомобилей с указанием коэффициентов приведения пробегов по видам дорог:

скоростная дорога — 1,0;

булыжная дорога ровного мощения — 1,67;

грунтовая дорога в состояниях:

— удовлетворительном — 1,67;

— разбитом — 2,5;

— размокшем (в период распутицы) — 3,34.

Однако и в этом случае коэффициентами приведения воспользоваться практически нельзя даже при допущении, что они научно обоснованы, так как в стандарте коэффициенты заданы дискретно, а механизм категорирования отдельно взятой реальной дороги, особенно грунтовой, при широком диапазоне изменения ее фактических характеристик, не прописан, т. е. не разработан метод, кроме субъективного, установления факта принадлежности конкретной грунтовой дороги к одной из указанных.

Поэтому воспользоваться ОСТ 37.001.087—76 для перевода конкретных видов грунтовых дорог по их состоянию в 1-й КУЭ без грубых ошибок не представляется возможным.

5. **Перечень испытательных дорог и распределения пробега по ним для оценки безотказности АТС.** При ранжировании факторов внешней среды, воздействующих на автомобиль в движении, наиболее важным из них в естественных условиях принимается фактор дороги.

Приведенный выше перечень дорог закреплен в ряде стандартов, в том числе в ОСТ 37.001.520—96 [9], справедлив для всех видов контрольных испытаний и представляет собой стандартизованное отображение разного профиля и состояний дорог по специфическому их воздействию на автомобиль и используется для проведения пробеговых испытаний АТ с целью оценки их безотказности. Номенклатура дорог, отличная от указанных в ОП [9], как правило, для решения частных научно-технических задач относится к категории специальных дорог (спецучастков), создаваемых на испытательных полигонах.

При анализе грунтовых дорог необходимо учитывать прежде всего их изменчивость и нестабильность, которые в наибольшей мере влияют на неопределенность результатов испытаний (низкую воспроизводимость результатов).

С учетом этого были определены два подхода: первый путем поддержания характеристик таких дорог на уровне заданных, что практически реализовать не удалось по техническим и особенно экономическим соображениям (например, из опыта НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" по поддержанию ровности грунтовой дороги удовлетворительного состояния) и второй — когда к учету внешних факторов, формирующих дорожно-грунтовые условия, подошли не с точки зрения определения их характеристик, а с точки зрения суммарного (результирующего) воздействия всех факторов внешней среды на формирование уровня нагружения испытываемого автомобиля в целом [9, 11, 12]. Это обусловлено тем, что каждое слагаемое внешних факторов (силы сопротивления качению, дополнительные силы сопротивления на поворотах, преодоление подъема, разгон (торможение) автомобиля, сопротивление воздуха, затраты мощности на преодоление колебаний и др.) в свою очередь переменно в пути, изменяется по своему закону и трудно поддается простым расчетам. Новый подход принципиально отличен от традиционных методов оценки дорог и предусматривает оценку общего воздействия на автомобиль через показатель суммарного сопротивления движению автомобиля $\psi_{\Sigma j}$ на каждой j-й дороге:

$$\Psi_{\Sigma ij} = \frac{0{,}27\eta_{\text{тр}} N_{eij} \eta_{\text{дв}}}{V_{ij} G_{\text{а}}}, \qquad (3)$$

где $\eta_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{дв}}$ — КПД трансмиссии и двигателя; N_{ij} — случайное (мгновенное) значение мощности i-го двигателя, затрачиваемое для реализации i-й скорости на j-й дороге V_{ij}; $G_{\text{а}}$ — масса автомобиля.

Приняв $\frac{0{,}27\eta_{тр}\eta_{дв}}{G_а} = K$, получим

$$\Psi_{\Sigma ij} = K\frac{N_{eij}}{V_{ij}}. \qquad (4)$$

Значения N_{eij} и V_{ij} могут регистрироваться непрерывно при аналоговой записи или дискретно. При достаточно простом определении V_{ij} все еще присутствуют проблемы по регистрации N_{eij} при достаточно больших объемах пробеговых испытаний автомобиля (до 45 тыс. км и более).

При сохранении энергетических затрат на движение автомобиля с учетом рекомендаций [13], можно перейти к другим параметрам мощностного баланса, приравняв, например, $KN_{eij} = nQ_{ij}$, где Q_{ij} — мгновенный расход топлива; n — коэффициент пропорциональности, характерный для каждого образца.

Перейдя к интегральным оценкам, выражение (4) можно записать в виде:

$$\Psi_{\Sigma i} = n\frac{Q_j}{V_j}, \qquad (5)$$

где Q_j — расход топлива на j-й дороге в объеме выполненного пробега, л/100 км; V_j — реализованная средняя скорость движения на той же дороге, км/ч.

При этом коэффициент n принимается в качестве центра факторного пространства (центра эксперимента), в котором все транспортные средства рассматриваются на начальном уровне нагружения, соответствующего режиму определения контрольного расхода топлива при V = const, что по ГОСТ 20306—90 соответствует скорости 60 км/ч на динамометрической дороге.

Расчет показателей n и $\psi_{\Sigma j}$ показан на примерах [9], где дана классификация испытательных дорог, каждая из которых выражена количественными значениями показателя $\psi_{\Sigma j}$ в виде матожидания и границ j-й дороги через $\sigma_{\psi j}$, установленных на основе статистических обобщений результатов испытаний 238 образцов АТ НИЦИАМТ "ФГУП НАМИ" и НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ по Q_j и V_j на каждой j-й дороге. Например, применительно к автомобилю КАМАЗ-4310 при $n = 0{,}05$ и его пробеге на скоростной дороге (сд) НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" в объеме 60,0 тыс. км были определены средняя скорость движения, равная 75,2 км/ч и расход топлива 47,1 л/100 км. Тогда для дороги данного типа при воздействии всех внешних факторов показатель категории дороги по зависимости (5) составит:

$$\Psi_{\Sigma сд} = 0{,}05\frac{75{,}2}{47{,}1} = 0{,}031.$$

Аналогично определяются количественные значения показателя $\psi_{\Sigma j}$ для различных видов дорог и местности при любом объеме пробега.

Выполненные метрологические исследования оценки одних и тех же дорог с помощью различных транспортных средств показывают, что погрешность определения показателя $\psi_{\Sigma j}$ не превышает 10 % [14, 15]. Присутствующая постоянная составляющая погрешности результата измерения, в отличие от случайной, зависит, в основном, от номера включенной передачи в коробке передач (КП), дискретна и учтена в нормативах ОСТ 37.001.520—96 [9].

Способ категорирования дорог запатентован [12], апробирован на ряде предприятий отрасли, составляет основу разработки ОСТ 37.001.520—96 [9] и используется в практике пробеговых испытаний образцов АТ. Применительно к математическому ожиданию коэффициентов $\psi_{\Sigma j}$ по видам дорог коэффициенты приведения КУЭ для случая смешанного использования автомобиля (с прицепом,

без прицепа) соответственно равны: 1,0; 1,5; 1,65; 3,3 и 6,0.

Кроме того, в ряде стандартов, количественное значение показателя грунтовой дороги удовлетворительного состояния $\psi_{\Sigma гу}$ используется для нормирования средней скорости движения образцов на такой дороге, как правило, равной 40 км/ч.

Напомним, что после установления количественных значений показателя категорий (видов) дорог достаточно просто определяется коэффициент корректирования (приведения) пробегов по видам дорог к 1-й КУЭ путем деления фактического значения $\psi_{\Sigma j}$ на $\psi_{\Sigma 1КУЭ}$, равного 0,046.

Использование показателя $\psi_{\Sigma j}$, как норматива [9], позволяет применять единый способ оценки воздействия разных видов дорог с помощью самого испытываемого образца, причем непосредственно в момент (период) его испытаний (в пробеге за смену или за любой наперед заданный пробег), проводимых на различных полигонах. Это обеспечивает сопоставимость и воспроизводимость испытаний в любых условиях.

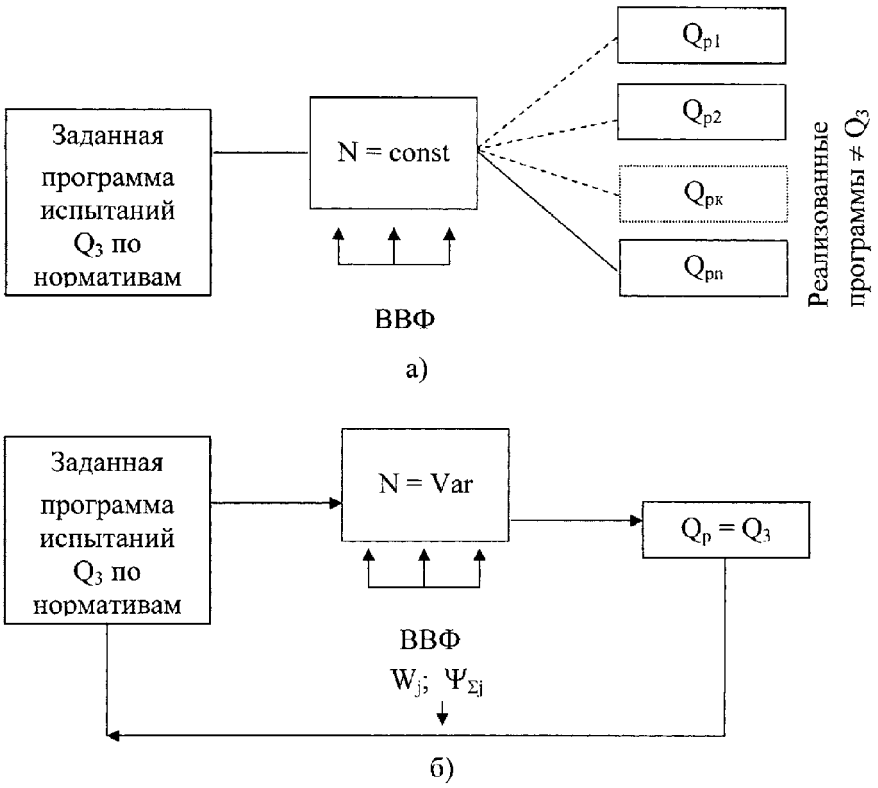

Рис. 1. Система пробеговых испытаний автомобилей для оценки безотказности и долговечности:

а — действующая с множеством фактически реализованных программ $Q_{рп}$; б — управляемая (регулируемая) с одной реализованной программой $Q_р$, адекватно заданной $Q_з$; ВВФ — внешние воздействующие факторы; $\Psi_{\Sigma j}$ — количественный показатель j-й категории дорог; W_j — накопленная величина уровня нагружения автомобиля

Небезынтересен также разработанный способ точного определения коэффициента сопротивления движению конкретной дороги без учета других внешних факторов, построенный на тех же принципах, но в отличие от известных методов ("буксирования" и "выбега", выполняемых в ведомом режиме реализуется в ведущем режиме), учитывает скорость движения и вид дороги и может использоваться в экспериментальных исследованиях [16].

6. **Показатели регулируемой технологии пробегов при испытаниях образцов автомобильной техники для обеспечения условий воспроизводимости их надежности.** Изложенный метод категорирования дорог позволяет решить другую, не менее важную задачу, обусловленную необходимостью нормировать объем воздействия каждой дороги на испытываемый образец, не ограничиваясь только нормами пробега.

Используя статистический ряд случайных величин $\psi_{\Sigma j}$, которые представлены средними квадратическими значениями $\sigma_{\psi\Sigma j}$ и математическим ожиданием $m_{\psi j}$ для каждого вида дороги, можно принять допущение, что запас потенциальной надежности, заложенный в конструкцию, расходуется пропорционально расходу энергии на движение ($\psi_{\Sigma j}$) и протяженность совершаемого при этом пробега.

Тогда накопленная величина энергонагружения (W_j) может быть представлена в виде:

$$W_j = \Psi_{\Sigma j} S_j, \qquad (6)$$

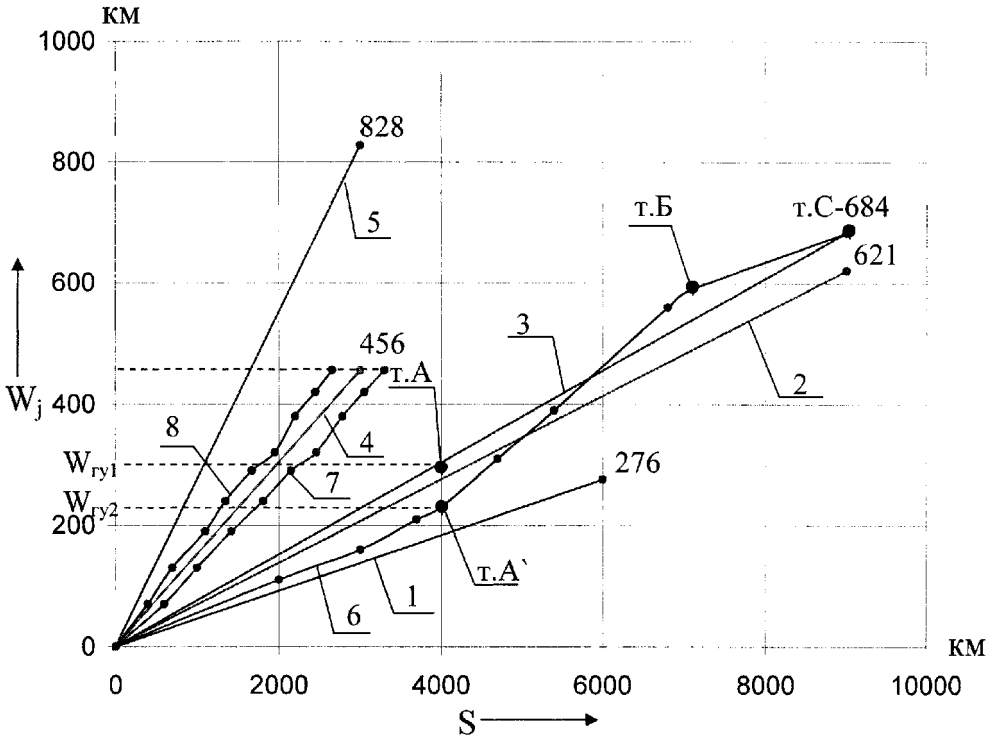

Рис. 2. Управляемая (регулируемая) технология пробеговых испытаний:

1 — асфальтобетонное шоссе; 2 — булыжная дорога ровного мощения; 3 — грунтовая дорога удовлетворительного состояния; 4 — разбитая грунтовая дорога с колеями и выбоинами в сухом или замерзшем состоянии; 5 — размокшие грунтовые дороги, снежная целина, сыпучий песок; 6 — кривая фактически реализованной накопленной величины уровня нагружения автомобиля на грунтовой дороге удовлетворительного состояния; 7 и 8 — кривые фактически реализованных $W_{г.р} = f(S)$ на разбитой грунтовой дороге, равные $W_{г.р} = f(S)$ соответственно при пробеге 3455 км и 2505 км (корректировка "по горизонтали"); т. А′ — соответствует фактически накопленной величине $W_{г.д}$, значение которой меньше нормативного ($W_{г.у.ф} < W_{г.у.н}$); т. Б — $W_{г.у.ф} > W_{г.у.н}$; т. А — нормативному значению накопленной величине $W_{г.д}$ при пробеге 4000 км; т. С — равенству накопленной величине $W_{г.д}$ нормативного значения, и фактически реализованного при пробеге 9000 км

где S_j — пробег, выполненный в заданном или контролируемом объеме, км.

На основе выражения (5) может быть установлен норматив $W_{j\text{н}}$, выражающий расход ресурса образца через статистически обоснованное значение $\psi_{\Sigma j\text{н}}(m_{\Sigma j\text{н}})$, и нормативный пробег $S_{j\text{н}}$.

Учитывая, что характеристики испытательных дорог (особенно грунтовых), как указано, формируются случайно в широком диапазоне, через показатель W_j, в условиях непредсказуемого изменения $\psi_{\Sigma j}$, можно ступенчато регулировать "тяжесть" испытательного пробега и выйти к его завершению на нормативное значение $W_{j\text{н}}$. При такой технологии регулирования пробега обеспечивается реализация программы испытаний.

Принципиальная схема регулируемой технологии пробеговых испытаний объектов АТ для оценки ее надежности показана на рис. 1, а на рис. 2 — практическая ее реализация (кривая 6).

Важно указать, что при такой технологии практическая корректировка испытательного пробега может выполняться как переходом на более "легкие" или "тяжелые" участки того же вида дороги, а в случае отсутствия на полигоне таких участков так и путем изменения объема пробега при строгом учете основного показателя нагружения автомобиля $W_{j\text{н}}$ (кривые 7 и 8). Исходные данные для построения графиков нормативных значений $W_{j\text{н}}$ помещены в таблице.

Графики технических норм и фактически реализованной накопленной вели-

Показатели управляемой технологии пробеговых испытаний

Дорога	Нормативное значение					
	Пробег $S_{j\text{н}}$		Математическое ожидание коэффициента суммарного сопротивления движению $m_{\psi\Sigma j\text{н}}$			Накопленная величина уровня нагружения $W_{j\text{н}}$, условные км
	%	тыс. км	Без прицепа	С прицепом	Общий	
Асфальтобетонное шоссе	20	6,0*	0,04	0,05	0,046	276
Булыжная	30	9,0	0,06	0,075	0,069	684
Грунтовая удовлетворительного состояния	30	9,0	0,07	0,08	0,076	684
Разбитая грунтовая	10	3,0	0,14	0,16	0,152	456
Размокшая грунтовая	10	3,0	0,24	0,30	0,276	828
	100	30,0			0,0955	2865

Примечание. * 60 % пробега выполняется с прицепом по всем видам дорог.

чины уровня нагружения $W_{j\text{н}}$ в функции пробега $W_{j\text{н}} = f(Sj)$ автомобилей многоцелевого назначения (образцов серийного производства) по видам дорог и местности приведены в объеме гарантийной наработки (30 тыс. км).

В случае изменения гарантийной наработки нормативные значения показателей изменяются пропорционально указанным $S_{j\text{н}}$, $m_{\psi\Sigma j\text{н}}$ и $W_{j\text{н}}$.

Изложенная регулируемая технология пробегов запатентована изобретением на способ [17] и детально раскрыта [18].

Новая технология пробегов, как указано, дополнена дозированным техническим обслуживанием, периодичность которого устанавливается не только по пробегу, но и с учетом темпа накопления уровня нагружения испытываемого образца, что обеспечивает корректировку пробега и поддержание безотказности на заданном уровне.

Таким образом, комплексное решение проблемы расчета показателей надежности по результатам пробеговых испытаний достигнуто категорированием дорог через их количественные показатели, определяемые с помощью самого автомобиля, разработкой регулируемой (управляемой) технологией пробегов через показатель W_j, обеспечивающий контроль и корректировку уровня нагружения испытываемого автомобиля, корректировкой периодичности ТО в зависимости от условий испытаний, разработкой дополнительно к основному (наработке на отказ) оцениваемому показателю безотказности M_j и их нормированием в доверительном интервале, обеспечивает выполнение главного метрологического требования по точности, достоверности и воспроизводимости результатов испытаний образцов АТ, исключив при этом влияние широкого диапазона условий и режима их испытаний. Кроме того, решение рассмотренных проблем обеспечивает переход к добровольной сертификации серийных изделий АТ по показателям безотказности и долговечности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ** 21624—81. Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности изделий. — Введ. 1981-12-24. — М.: Издательство стандартов, 1982.
2. **ОСТ** 37.001.087—76. Программа и методы ресурсных испытаний полноприводных автомобилей. — Введ. 1976-12-20. — М.: НАМИ, 1987 (Переиздание).
3. **ГОСТ** 15.309—98. СРПП. Испытания и приемка выпускаемой продукции. Основные положения. — Введ. 2000-01-01. — М.: Издательство стандартов, 2000.
4. **Исследование** методов ускоренных испытаний ВАТ нового поколения для оценки ее надежности (безотказности). Этап 1. Анализ существующей системы испытаний образцов ВАТ для оценки их безотказности: отчет о НИР "Диорит-1" / ФГУ "21 НИИИ МО РФ" — Бронницы, 2007.
5. **Устименко, В. С.** Тип дороги и его влияние на безотказность АТС [Текст] / В. С. Устименко, Д. Х. Валеев // Автомобильная промышленность, 2000. — № 12. — С. 16—19.
6. **Устименко, В. С.** Проблемы современных методов испытаний автомобильной техники для оценки ее надежности [Текст] / В. С. Устименко, А. П. Поскачей // Автомобильная промышленность, 2008. — № 9. — С. 30—32.
7. **РД** 37.001.121—89. Типовая программа методики межведомственных испытаний автотранспортных средств на надежность. — Введ. 1989-09-06. — Дмитров: НИЦИАМТ, 1989.

8. **СТП** 1.49.52—01. Испытания ВАТ. Метрологическое обеспечение ИР. Методика оценки надежности по результатам пробеговых испытаний. — Введ. 2002-04-08. — Бронницы: ФГУП "21 НИИИ Минобороны России", 2001.
9. **ОСТ** 37.001.520—96. Категории испытательных дорог. Параметры и методы их определения. — Введ. 1997-07-01. — М.: "Дорожный транспорт", ТК 56, 1996.
10. **Патент** № 2123678 на изобретение. Российская Федерация, МПК G 01 M 17/00. Способ нормирования и корректировки периодичности технического обслуживания и пробега до капитального ремонта транспортных средств в зависимости от дорожных и климатических условий [Текст] / Устименко В. С., Титов Н. А., Балин Н. М., заявитель и патентообладатель 21 НИИИ АТ Минобороны России. — № 96111490/28, заявл. 10.06.1996, опубл. 20.12.1998, Бюл. № 35. — 8 с.
11. **Платонов, В. Ф.** О режимах движения автомобилей в различных дорожных условиях [Текст] / В. Ф. Платонов, В. С. Устименко, С. К. Назаров // Автомобильная промышленность, 1977. — № 11. — С. 19—23.
12. **Патент** № 2011955 на изобретение. Российская Федерация, МПК G 01 M 17/00. Способ определения коэффициента суммарного сопротивления движению транспортного средства при его дорожных испытаниях [Текст] / Устименко В. С., Лощаков Г. В., Пахомов С. Б., Лец В. К., заявитель и патентообладатель Вч 63539. — № 4788603/11, заявл. 5.02.1990, опубл. 30.04.1994, Бюл. № 8. — 4 с.
13. **Кнороз, В. Н.** Шины и колеса [Текст] / В. Н. Кнороз, Е. В. Кленников. — М.: Машиностроение, 1975.
14. **Устименко, В. С.** Оценка АТС в дорожных условиях: какова ее точность? [Текст] / В. С. Устименко, Н. А. Титов, Е. В. Баранова // Автомобильная промышленность, 2004. — № 3. — С. 29—31.
15. **Устименко, В. С.** Метрологическая оценка методики определения категории дорог, используемой при испытаниях АТС [Текст] / В. С. Устименко, Н. А. Титов, Е. В. Баранова // Автомобильная промышленность, 2004. — № 6. — С. 35—38.
16. **Устименко, В. С.** Способ точного определения коэффициента сопротивления движению АТС [Текст] / В. С. Устименко, Н. А. Титов // Автомобильная промышленность, 1999. — № 3. — С. 24—27.
17. **Патент** № 2090855 на изобретение. Российская Федерация, МПК G 01 M 17/00. Способ нормирования, контроля и корректировки уровня нагружения испытательных транспортных средств для обеспечения условий воспроизводимости их надежности [Текст] / Устименко В. С., заявитель и патентообладатель 21 НИИИ АТ МО РФ. — № 95114217/11, заявл. 08.08.1995, опубл. 20.09.1997, Бюл. № 26. — 6 с.
18. **Устименко, В. С.** Регулируемая технология пробегов при испытаниях АТС [Текст] / В. С. Устименко // Автомобильная промышленность, 1997. — № 12. — С. 24—27.

Abstracts of articles

2 *Gursky N. N., Zakharik Y. M., Novikov S. O.* Optimal electromechanical system steering control with variables load summary
This article discusses methods of optimal control of electromechanical system with a variable moment of inertia of the load, taking into account the correcting speed feedback based on the modified maximum principle.
Keywords: electromechanical system, optimal control, DC motor, method of optima] control, positioning, power loss

6 *Faskhiev Kh. A.* Choice of rational parameters of the lorry by working out
The technique multiple parameter optimization of technical and economic parameters of the lorry at a technical project development cycle is described. Optimization is conducted from the point of view of the consumer by criterion the discounted total specific operational expenses for car service life. The example of a choice of the engine for the projected car with optimum parameters is resulted.
Keywords: the car, technical and economic parameters, working out, optimization, specific operational

15 *Markov V.A., Stremyakov A.V., Mizyev K. S., Devyanin S.N.* Calculation-experimental research on diesel engine injector nozzles with fuel channels of different shapes
Various fuel channel designs for injector nozzles are considered. Experimental research on fuel flows passing through the nozzles of various designs has been carried out. The results of the experimental research on a type D-245.12C diesel engine equipped with the nozzles of various sorts are presented.
Keywords: diesel engine, fuel injection process, diesel fuel, injector, sprayer, spraying, mixture forming

28 *Arzamastsev L. I., Sinelnikov A. F.* Technology and the equipment for restoration of work faces of blocks and sleeves of cylinders of automobile engines
In article the technology of restoration of a mirror of blocks and sleeves of cylinders of engines is considered, design procedures of size of the repair size are resulted at restoration of blocks and sleeves, and also definitions of specifications of time of operations by a boring work and honing operations. The maintenance of works of technological operations and the applied equipment is given.
Keywords: technology, the engine, the cylinder block, sleeve, boring work, honing operations, time specifications, the repair equipment

36 *Ustimenko V. S., Alimuradov V. V., Eremina N. A., Karpuhin S. A., Titov N. A.* Problems of calculation of reliability indexes on results of runs of car technology in reasonable conditions of test an Abstract
In the article of authors stated existing problems of calculation of show-tells of reliability car technology on results of their check tests, which arc in practice taken into account insufficiently and bring about the broad variety of results, reducing hereunder real accuracy of evaluation of reliability.
In the article specified problems reveal; open in the system "car-road". Considered this system indexes within the framework of the evaluation of reliability car technology and brought to recommendations and concrete ways of deciding the specified problems to ensure accuracy, validity and reproduction results of test for the evaluation of reliability car technology.
Keywords: car technology, test, reliability, controlled technology of runs, system index of category of roads, index of level lead

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*
Сдано в набор 30.06.2011. Подписано в печать 05.08.2011. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,31.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4