

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	В. А. Марков
М. С. Высоцкий	В. Ф. Платонов
Ю. М. Захарик	Г. Н. Рейзина
В. А. Зорин	Е. Л. Рыбин
Н. А. Иващенко	Г. А. Синеговский
Л. Г. Красневский	А. Ф. Синельников
В. В. Корсаков	В. С. Устименко
А. С. Кузнецов	Х. А. Фасхиев
В. Г. Мазепа	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, Стромьинский пер., 4

Тел. (499) 269-49-97

E-mail: grouzovik@mashin.ru

<http://www.mashin.ru>

Адрес издательства

107076, Москва, Стромьинский 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

Конструкция

2 Марков В. А., Ефанов А. А., Бирюков В. В. Влияние структуры регулятора частоты вращения на динамические показатели дизеля

12 Аипов Т. А. Методика расчета показателей проходимости автомобиля при повреждении колесного движителя

Эксплуатация. Ремонт

18 Арзамасцев Л. И., Синельников А. Ф. Технология и оборудование для восстановления рабочих поверхностей блоков и гильз цилиндров автомобильных двигателей

Исследование. Расчет

27 Яковлев П. В., Драгунов Г. Д. Снижение динамической нагруженности силовой передачи автомобиля-тягача за счет многокритериальной оптимизации упругой характеристики полуоси

Экология

36 Марков В. А., Нагорнов С. А., Девянин С. Н. Использование смесей нефтяного дизельного топлива с растительными маслами и их эфирами в дизелях

Поздравления

47 Поздравляем с юбилеем Леонида Вадимовича Грехова

48 Abstracts of articles

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

В НОМЕРЕ

7
'2011

Влияние структуры регулятора частоты вращения на динамические показатели дизеля

Рассмотрены законы регулирования частоты вращения, реализуемые в дизельных двигателях транспортного назначения. Проведено расчетное исследование влияния структуры регулятора на динамические показатели транспортного дизеля.

Ключевые слова: дизель, переходный процесс, регулятор частоты вращения.

Эффективная работа транспортного дизеля с требуемыми динамическими характеристиками возможна лишь при его оснащении современными микропроцессорными системами автоматического регулирования и управления (САР и САУ) [1–3]. Одной из основных систем регулирования дизелей является САР частоты вращения коленчатого вала двигателя, которая не только обеспечивает поддержание заданного скоростного режима работы силовой установки, но и осуществляет ряд дополнительных функций, в частности, формирование и корректирование внешней скоростной характеристики двигателя. Конструктивные особенности этой системы и ее параметры предопределяют такие важнейшие показатели работы дизеля, как максимальные мощность и крутящий момент, динамические и пусковые качества, топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ). Поэтому при разработке и совершенствовании САР частоты вращения возникает проблема выбора ее структуры и расчета основных параметров и характеристик. Причем, поскольку транспортные дизели работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, эти системы должны обеспечивать требуемые статические характеристики работы дизеля и необходимые динамические характеристики для наиболее характерных неустановившихся

режимов с учетом достижения необходимых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ.

Устройства управления, устанавливаемые на дизели, предназначены для поддержания заданных режимов работы двигателей или изменения их по требуемому закону. Задачами (целями) управления могут быть поддержание постоянства одного из параметров (эта задача осуществляется системами стабилизации), изменение этого параметра по наперед заданному закону в функции времени или какого-либо другого параметра (системы программного регулирования) или в соответствии с законом, который заранее неизвестен, а определяется в процессе управления с учетом изменяющихся внешних условий (следающие системы). На вход систем первых двух типов подается задающее воздействие $g(t)$, определяющее желательный характер изменения выходной величины $y(t)$ (рис. 1, а). В системах стабилизации задающее воздействие представляет собой постоянную величину, а в системах программного регулирования — функцию времени или другого параметра. В следающих системах задающее воздействие $g(t)$ является случайной функцией времени. Выходная величина $y(t)$ системы в идеале должна точно повторять изменения задающего воздействия $g(t)$, т. е. должно обеспечиваться равенство $y(t) = g(t)$ [1, 4, 5].

Наиболее распространены системы стабилизации, являющиеся системами автоматического регулирования — САР (разновидность систем автоматического управления — САУ). Двигатель обычно имеет несколько регулируемых параметров (выходных величин $y(t)$ САР) и органов управления (регуляторов), на которые воздейст-

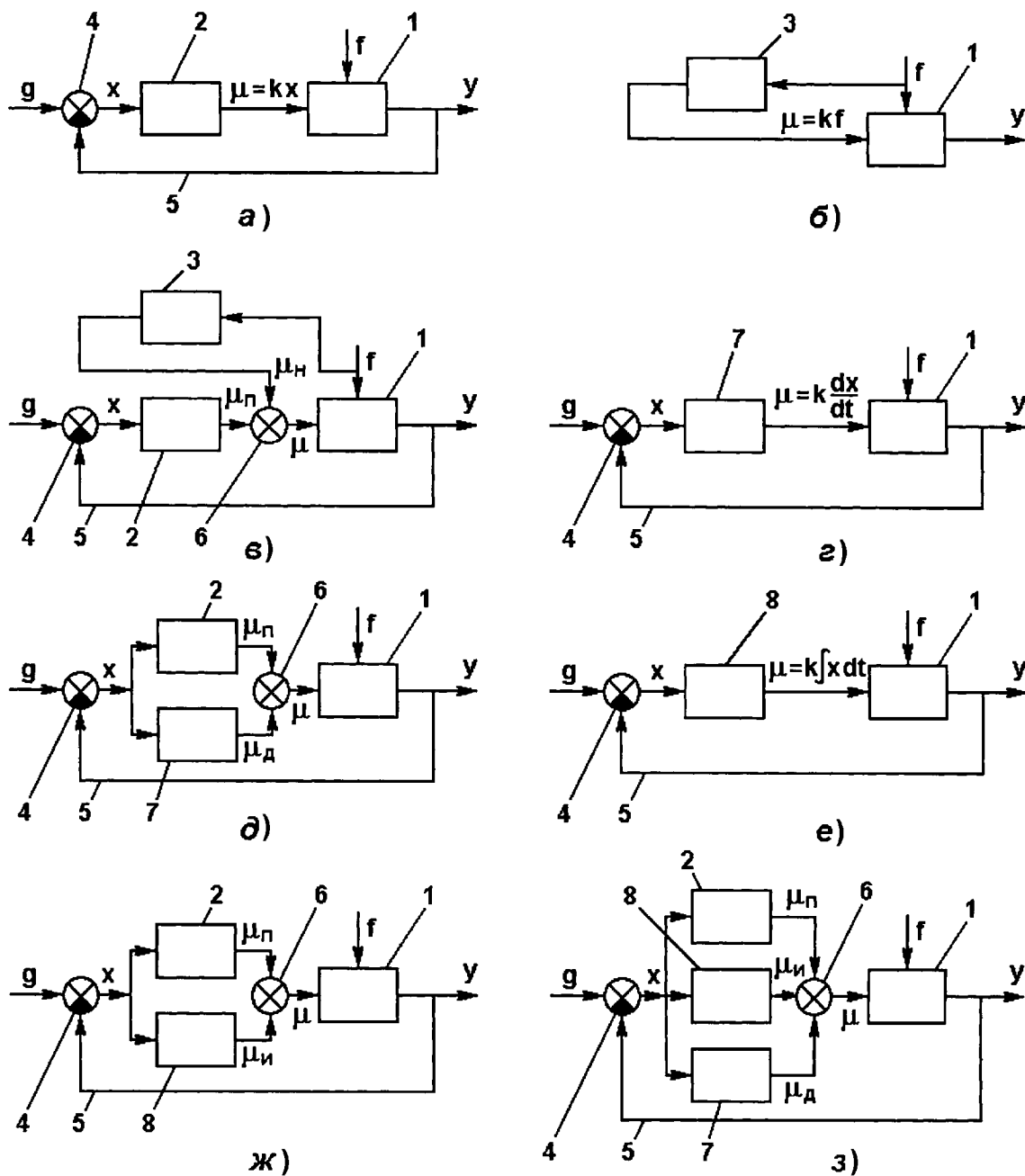


Рис. 1. Функциональные схемы САУ с регулятором, работающим по отклонению (а), с регулятором, работающим по возмущению (б), с комбинированным регулятором по отклонению и возмущению (в), с Д-регулятором (г), с ПД-регулятором (д), с И-регулятором (е), с ПИ-регулятором (ж), с ПИД-регулятором (з)

вуют соответствующие регуляторы. Широко применяются автоматические регуляторы частоты вращения ω_d выходного вала дизеля, угла θ опережения впрыскивания топлива и т. д. При этом двигатель является объектом регулирования, параметры ω_d , θ — регулируемые параметры, а совокупность взаимодействующих объекта 1 и регулятора 2

(рис. 1, а) — системой автоматического регулирования.

Для решения требуемой задачи управления организуется управляющее (регулирующее) воздействие на орган управления объекта. Регулирующее воздействие $\mu(t)$ в САУ обычно является функцией динамической ошибки $x(t)$, определяемой в виде отклонения регулируемой ве-

личины $y(t)$ от ее заданного значения $g(t)$, т. е. $x(t) = g(t) - y(t)$. Сигнал ошибки $x(t)$ вырабатывается на сравнивающем элементе (сумматоре) 4 (рис. 1, а), на который поступают задающее воздействие $g(t)$ и через линию 5 главной отрицательной обратной связи (ОС) — регулируемый параметр $y(t)$ (зачерненный сектор сумматора 4 означает смену знака сигнала $y(t)$). При этом образуется замкнутый контур регулирования, и САР становится замкнутой. Такой принцип работы САР называют принципом регулирования по отклонению регулируемого параметра, или принципом Ползунова—Уатта.

САР, работающие по принципу Ползунова—Уатта, формируют закон регулирования (зависимость между входной и выходной величинами регулятора), называемый пропорциональным (П) или статическим и выражающийся зависимостью $\mu(t) = kx(t)$ (где k — коэффициент усиления регулятора). САР, имеющая статическую ошибку $x_{ст}$, обусловленную данным внешним воздействием, является статической по отношению к этому воздействию. Если же $x_{ст} = 0$, то САР является астатической по отношению к этому воздействию. Применение П-регулирования не позволяет построить астатическую САР. Поэтому используются и другие принципы регулирования.

К таким принципам регулирования иногда относят и регулирование по возмущающему воздействию $f(t)$ — по нагрузке на двигатель (иногда его называют Н-регулированием). При Н-регулировании, впервые предложенном французским ученым Понселе в 1830 г., регулирующее воздействие $\mu(t)$ вырабатывается устройством компенсации 3 (Н-регулятором, рис. 1, б) в зависимости от возмущения $f(t)$ в виде функции $\mu(t) = kf(t)$ и подается на объект 1. В этом случае реализуется принцип компенсации возмущений. Так как в САР, работающей по возмущению, отсутствует линия главной отрицательной обратной связи, то такая САР является разомкнутой.

При дифференциальном (Д) принципе регулирования закон регулирования определяется в виде $\mu(t) = kdx/dt$ (рис. 1, г), т. е. регулирующее воздействие $\mu(t)$, формируемое Д-регулятором 7, должно быть пропорционально не сигналу ошибки $x(t)$, а ее производной dx/dt . Такой регулятор, впервые предложенный братьями Сименс (Германия) в 1845 г., иногда называют акселерометром. Он является дифференцирующим устрой-

вом и реагирует на скорость изменения регулируемого параметра — на угловое ускорение вала двигателя. Импульс углового ускорения может повысить быстродействие САР, так как в момент изменения нагрузки он более значителен, чем импульс отклонения частоты вращения вала. Но регулятор, реагирующий только на изменения углового ускорения, не способен поддерживать заданный скоростной режим, так как он не реагирует на изменения регулируемого параметра. Поэтому Д-регулятор 7 (рис. 1, д) применяется только в сочетании с П-регулятором 2. Такой комбинированный регулятор, вырабатывающий два регулирующих импульса — по частоте вращения $\mu_{п}$ и по ускорению вала $\mu_{д}$, называется пропорционально-дифференциальным (ПД-регулятор) и формирует регулирующее воздействие в виде $\mu(t) = k_{п}x(t) + k_{д}dx/dt$. Это воздействие с сумматора 6 подается на вход объекта регулирования 1.

Недостатком П- и Д-регуляторов является наличие статической ошибки $x_{ст}$. Повысить точность работы САР в установившихся режимах позволяет формирование интегрального (И) закона регулирования в виде $\mu(t) = k\int x(t)dt$, при котором регулирующее воздействие $\mu(t)$ линейно зависит от накапливаемой во времени ошибки регулирования $x(t)$. Интегрирование сигнала ошибки $x(t)$ проводится И-регулятором 8 (рис. 1, е), позволяющим построить астатическую САР, то есть обеспечить $x_{ст} = 0$. Но этот регулятор, являющийся интегрирующим устройством, увеличивает склонность САР к колебаниям. Поэтому для обеспечения требуемого качества работы САР И-регулятор 8 (рис. 1, ж) применяется только в сочетании с П-регулятором 2. Такие комбинированные пропорционально-интегральные (ПИ) или изодромные регуляторы формируют закон регулирования в виде $\mu(t) = k_{п}x(t) + k_{и}\int x(t)dt$. Благодаря наличию интегральной составляющей $\mu_{и}$ ПИ-регуляторы не имеют статической ошибки. Требуемые показатели качества работы САР на неустановившихся режимах обеспечиваются за счет пропорциональной составляющей $\mu_{п}$ закона регулирования.

Динамические качества САР с ПИ-регулятором улучшаются при введении в закон регулирования дифференциальной составляющей $\mu_{д}$. Это приводит к формированию пропорционально-инте-

грально-дифференциального (ПИД) закона в виде $\mu(t) = k_p x(t) + k_i \int x(t) dt + k_d dx/dt$. Этот закон вырабатывается ПИД-регулятором, содержащим П, И, Д-регуляторы (поз. 2, 8, 7 на рис. 1, 3). Такое регулирующее воздействие существенно улучшает статические и динамические свойства САР.

Исторически первыми были механические регуляторы, обеспечивающие стабилизацию частоты вращения коленчатого вала двигателя при изменении нагрузки на него. Но возможности таких регуляторов ограничены, поэтому для совершенствования САР и САУ дизелем используются электронные регуляторы на микропроцессорной базе. С применением электронных регуляторов САР и САУ дизелями выходят на новый, качественно более высокий уровень, на котором целью управления становится не просто стабилизация частоты вращения с ограниченной коррекцией необходимых параметров, а комплексная оптимизация работы двигателя.

Применение микропроцессорных устройств в системах управления и регулирования в дизелях значительно расширило возможности САР и САУ вплоть до активного воздействия в процессе работы на настройку важнейших систем двигателя. Использование микропроцессорных устройств позволяет существенно улучшить и качество регулирования скоростного режима работы дизелей. Необходимым условием для такого улучшения качества процесса регулирования является оптимизация как структуры регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля, так и параметров электронного регулятора.

Структура регулятора определяет закон регулирования (алгоритм действия регулятора), т. е. ту функциональную зависимость, в соответствии с которой регулятор вырабатывает регулирующее воздействие на объект из входных сигналов. Как отмечено выше, в регу-

ляторах дизелей используются следующие законы регулирования: пропорциональный (П), пропорционально-дифференциальный (ПД), пропорционально-интегральный (ПИ), пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД). Наибольшее распространение в транспортных дизелях получили ПИД-регуляторы, вырабатывающие регулирующее воздействие $\mu(t)$ в виде трех составляющих — пропорциональной $\mu_p = k_p x$, интегральной $\mu_i = k_i \int x dt$ и дифференциальной $\mu_d = k_d dx/dt$. Этот закон вырабатывается ПИД-регулятором, содержащим П, И, Д-регуляторы (поз. 5—7 на рис. 2).

При установке на дизель микропроцессорного ПИД-регулятора с чувствительными элементами, измеряющими не только отклонение частоты вращения $\varphi = \Delta\omega_d/\omega_{до}$ от заданного режима $\omega_{до}$, но и производную от изменения этого отклонения $d\varphi/dt$ и накопление ошибки в виде интеграла $\int \varphi dt$, формируется пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления в виде:

$$U_{упр} = k_p U_\varphi + k_i \int U_\varphi dt + k_d \frac{dU_\varphi}{dt}$$

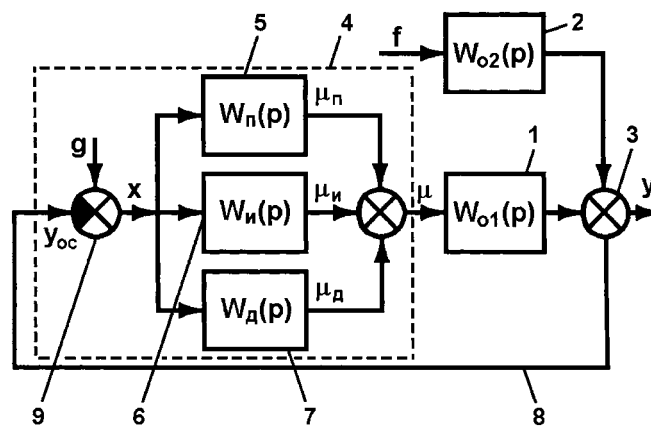


Рис. 2. Функциональная схема САР с ПИД-регулятором:

1, 2 — объект управления (дизель); 3 — сумматор; 4 — регулятор частоты вращения (ПИД-регулятор); 5 — П-регулятор; 6 — И-регулятор; 7 — Д-регулятор; 8 — линия главной отрицательной обратной связи; 9 — сравнивающий элемент (сумматор); g — задающее воздействие; f — возмущающее воздействие; x — сигнал ошибки; μ — регулирующее воздействие; y — регулируемый параметр; U_{oc} — сигнал обратной связи

или в операторной форме

$$U_{\text{упр}} = k_{\text{п}} U_{\varphi} + \frac{k_{\text{и}}}{p} U_{\varphi} + k_{\text{д}} p U_{\varphi},$$

где $U_{\text{упр}}$ — выходной сигнал вычислительного устройства; $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$ — коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона управления; p — комплексная переменная преобразования Лапласа.

Важнейшими параметрами САР с электронным регулятором, оказывающими существенное влияние на показатели качества процесса регулирования, являются значения коэффициентов $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$ составляющих ПИД-закон управления [1, 5, 6]. Результаты исследования динамических свойств САУ дизеля типа Д-6 (6 ЧН 15/18), оснащенного электронным регулятором с цифровым вычислительным блоком и электрогидравлическим исполнительным механизмом [1], показали, что в переходном процессе наброса полной нагрузки наиболее приемлемое значение коэффициента дифференциальной составляющей $k_{\text{д}} = 1$. Харак-

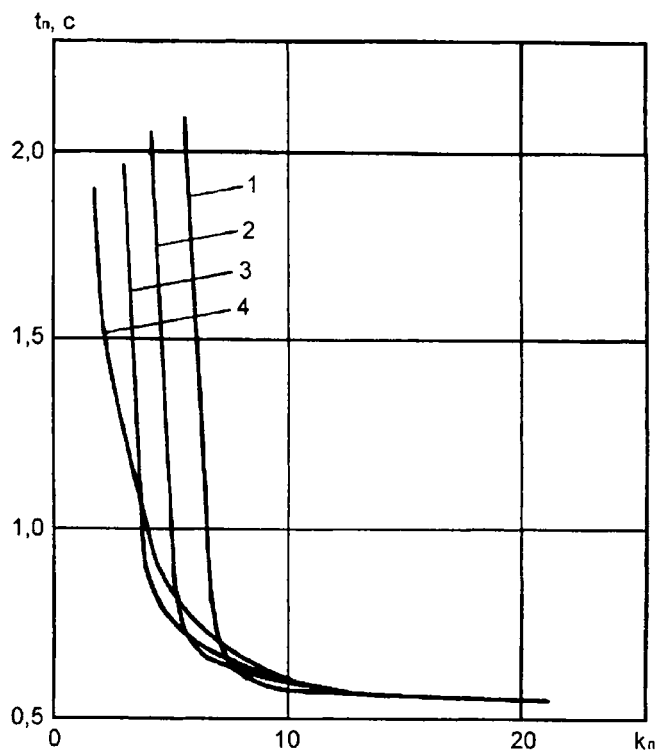


Рис. 3. Зависимость времени переходного процесса наброса полной нагрузки дизеля Д-6 (6 ЧН 15/18) от коэффициента $k_{\text{п}}$ ПИД-закона регулирования при различных значениях коэффициента $k_{\text{и}}$:

1 — 0; 2 — 0,5; 3 — 1,0; 4 — 2,0

теристики, представленные на рис. 3 и полученные при таком $k_{\text{д}}$ и изменении коэффициента $k_{\text{п}}$ в диапазоне от 1 до 20, показывают, что влияние коэффициента $k_{\text{и}}$ наиболее выражено при небольших значениях $k_{\text{п}}$. Начиная с $k_{\text{п}} = 10$, влияние интегральной составляющей становится малозаметным. Величина перерегулирования σ (заброса регулируемого параметра в переходном процессе) практически не зависит от значений коэффициентов $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$. По результатам расчетов были выбраны следующие значения коэффициентов: $k_{\text{п}} = 20$, $k_{\text{и}} = 0$, $k_{\text{д}} = 1$.

Приведенные данные получены при использовании нелинейной математической модели САР дизеля и проведении достаточно трудоемких расчетно-экспериментальных исследований. При этом оценка влияния коэффициентов усиления пропорциональной $k_{\text{п}}$, дифференциальной $k_{\text{д}}$ и интегральной $k_{\text{и}}$ составляющих ПИД-закона регулирования на показатели качества процесса регулирования проведена путем расчета переходного процесса при ограниченном сочетании значений коэффициентов $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$ и $k_{\text{д}}$. Поэтому ниже предлагается упрощенная методика выбора значений коэффициентов $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$ и $k_{\text{д}}$ и оценка их влияния на показатели качества процесса регулирования.

Предлагаемая методика построена с применением методов параметрической оптимизации САР и САУ и предусматривает использование программного комплекса "Моделирование в технических устройствах (МВТУ)", разработанного под руководством канд. техн. наук, доцента О. С. Козлова [7, 8]. При использовании этого программного комплекса САР исследованы переходные процессы сброса нагрузки дизеля типа Д-240 (4Ч 11/12,5) без наддува. Эта САР моделируется в виде структурной схемы объекта регулирования, содержащей блоки 1 и 2 (рис. 4, а) с передаточными функциями аperiodического звена первого порядка $W_{01}(p) = k_{01}/(T_0 p + 1)$ и $W_{02}(p) = k_{02}/(T_0 p + 1)$ (где T_0 — постоянная времени), выходные сигналы которых суммируются на сумматоре 3. Константы передаточных функций исследуемого объекта регулирования определены с использованием экспериментальных данных [1, 3] и приняты равными: коэффициенты усиления двигателя $k_{01} = 1,5$, $k_{02} = 0,75$, постоянная времени $T_0 = 0,925$ с. Единичное ступенчатое воздействие

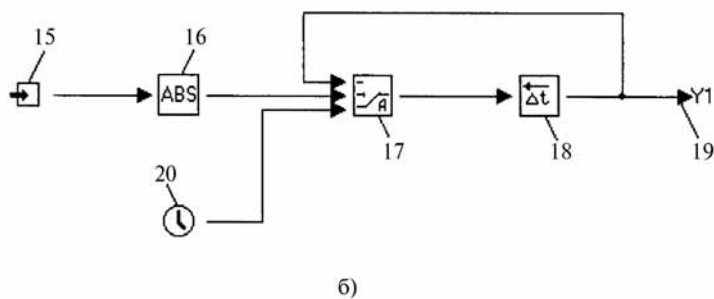
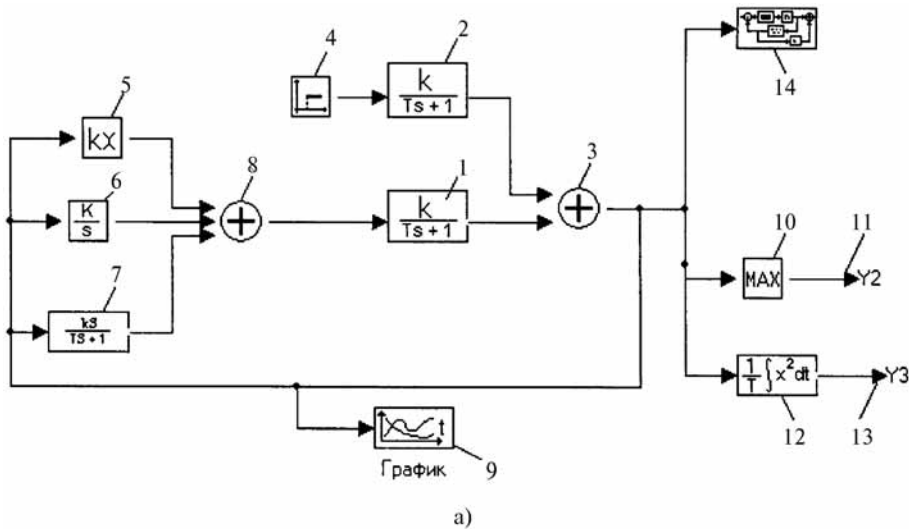


Рис. 4. Схема моделирования САР с блоками, формирующими критерии оптимальности (а), и субмодель для определения продолжительности переходного процесса (б):

s — комплексная переменная преобразования Лапласа; Y — регулируемый параметр

на объект регулирования подавалось от блока 4.

Передаточные функции усилительного 5 (рис. 4, а), интегрирующего 6 и дифференцирующего 7 каналов вычислительного устройства были представлены в виде передаточных функций соответственно идеального усилительного звена $W_{\Pi}(p)$, идеального интегрирующего звена $W_{\text{и}}$ и дифференцирующего звена первого порядка $W_{\text{д}}(p)$ с постоянной времени T , стремящейся к нулю:

$$W_{\Pi}(p) = k_{\Pi}; W_{\text{и}}(p) = k_{\text{и}}/p, \\ W_{\text{д}}(p) = k_{\text{д}}p/(Tp + 1).$$

Выходные сигналы указанных блоков суммировались на сумматоре 8. Коэффициенты k_{Π} , $k_{\text{и}}$ и $k_{\text{д}}$ ПИД-закона регулирования (коэффициентами усиления представленных передаточных функций) яв-

лялись оптимизируемыми (варьируемыми) параметрами рассматриваемой САР при ее параметрической оптимизации.

Для наблюдения переходного процесса в САР в схему моделирования введен блок 9 ("временной график"). Для проведения оптимизации схема моделирования исходной САР дополнена блоками, формирующими критерии оптимальности. В качестве критериев оптимальности могут быть использованы максимальное отклонение (заброс) регулируемого параметра в переходном процессе u_{max} , моделируемое блоками "MAX" 10 и "В память" 11, интегральный квадратичный критерий, моделируемый блоками $(1/t) \int x^2 dt$ 12 и "В память" 13, и продолжительность переходного процесса t_{Π} .

В библиотеке типовых блоков программного комплекса "МВТУ" нет блока измерения времени переходного процесса.

Он создается в виде субструктуры 14 (рис. 4, а). Она содержит порт входа (входной сигнал) 15 (рис. 4, б), модуль 16, "ключ 3" 17, "задержка на шаг" 18, "В память" 19, "часы" (модельное время) 20. Схема работает следующим образом. На средний (логический) входной порт ключа подается выходной сигнал САР. Если этот сигнал больше допустимой зоны, то на выход ключа передается сигнал с 3-го (нижнего) входного порта, т. е. текущее модельное время. Если выходной сигнал САР меньше допустимой зоны, то на выход ключа передается сигнал с 1-го (верхнего) входного порта, т. е. тот же сигнал, но задержанный на один шаг интегрирования.

В программном комплексе "МВТУ" оптимизация параметров САР может быть проведена как по одному критерию оптимизации (в этом случае блоки, относящиеся к остальным критериям, выключаются из схемы), так и по нескольким критериям.

В предлагаемой методике оптимизация САР проведена по комплексному критерию, представляющему собой произведение продолжительности переходного процесса $t_{п}$ и максимального от-

клонения регулируемого параметра в переходном процессе y_{\max} . Преимуществом этого комплексного критерия по сравнению с интегральным квадратичным критерием $(1/t) \int x^2 dt$ является простота его определения и однозначная зависимость от прямых показателей качества $t_{п}$ и y_{\max} .

Результаты оптимизации значений коэффициентов $k_{п}$, $k_{и}$ и $k_{д}$ ПИД-закона регулирования по такому комплексному критерию выводятся в виде "окна". Минимальное значение комплексного критерия качества $t_{п}y_{\max} = 0,0624$ получено при следующих значениях коэффициентов ПИД-закона регулирования: $k_{п} = 13,918$; $k_{и} = 20,135$ и $k_{д} = 1,4971$ (далее принято $k_{п} = 14,0$; $k_{и} = 20,0$ и $k_{д} = 1,5$). Эти значения коэффициентов $k_{п}$, $k_{и}$ и $k_{д}$ и приняты оптимальными.

Оценка влияния коэффициентов $k_{п}$, $k_{и}$ и $k_{д}$ ПИД-закона регулирования на показатели качества процесса регулирования $t_{п}$, y_{\max} и $t_{п}y_{\max}$ проведена путем варьирования значения каждого из упомянутых коэффициентов при фиксирован-

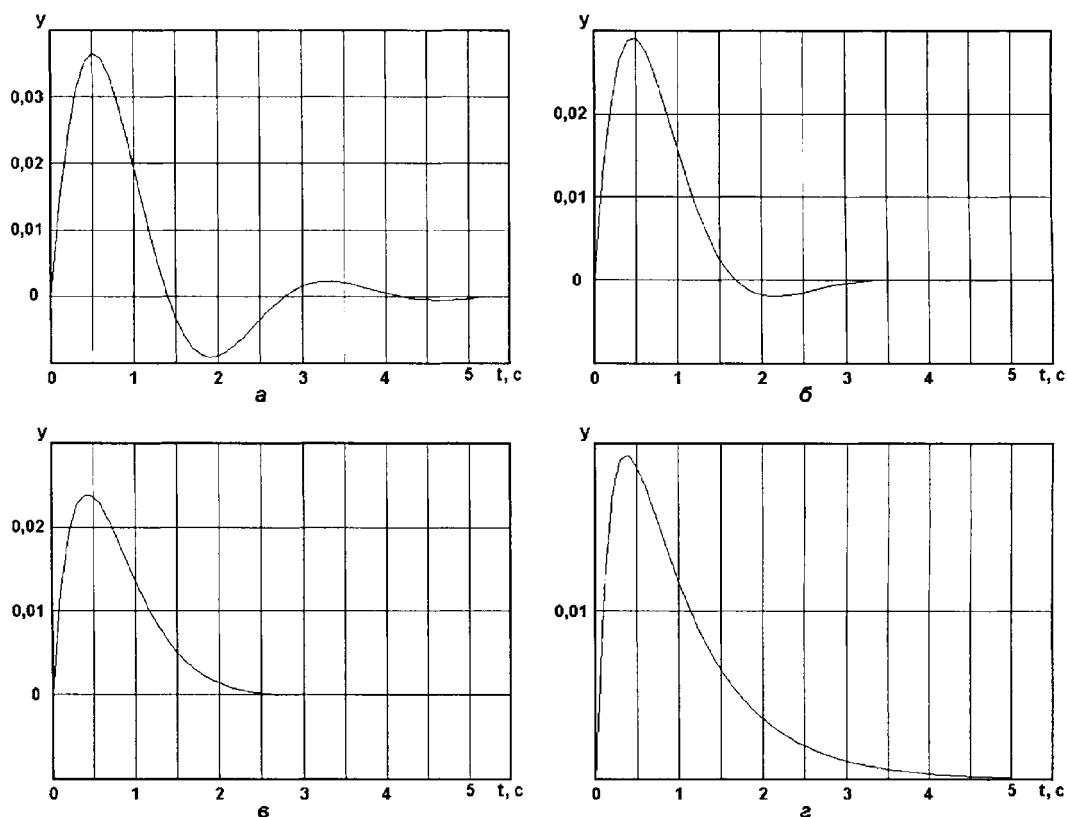


Рис. 5. Переходные процессы САР при коэффициентах ПИД-закона регулирования $k_{и} = 20$, $k_{д} = 1,5$ и различных значениях коэффициента $k_{п}$:

а — $k_{п} = 6$; б — $k_{п} = 10$; в — $k_{п} = 14$; г — $k_{п} = 20$

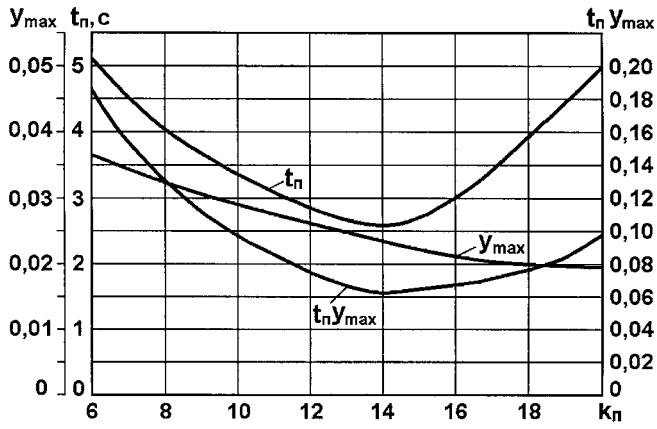


Рис. 6. Зависимость продолжительности переходного процесса сброса нагрузки t_p , максимального отклонения регулируемого параметра в переходном процессе y_{max} и комплексного критерия $t_p y_{max}$ от пропорциональной составляющей ПИД-закона регулирования k_p

циента пропорциональной составляющей ПИД-закона регулирования в интервале от $k_p = 6$ до $k_p = 20$. Характеристики показателей качества процесса регулирования t_p , y_{max} и $t_p y_{max}$ в этом диапазоне изменения k_p приведены на рис. 6.

Как следует из представленных данных при небольших значениях коэффициента k_p переходный процесс оказывается несколько затянутым по времени. Минимальные значения показателей качества процессов регулирования $t_p = 2,62$ с и $t_p y_{max} = 0,0624$ с достигнуты при значении $k_p = 14$ (см. рис. 5 и 6).

ных оптимальных значениях двух других коэффициентов. На рис. 5 представлены переходные процессы исследуемой САР при постоянных значениях коэффициентов $k_i = 20$ и $k_d = 1,5$ и изменении коэффи-

Увеличение значения этого коэффициента выше $k_p = 14$ сопровождается некоторым уменьшением заброса регулируемого параметра в переходном процессе y_{max} . Однако продолжительность переход-

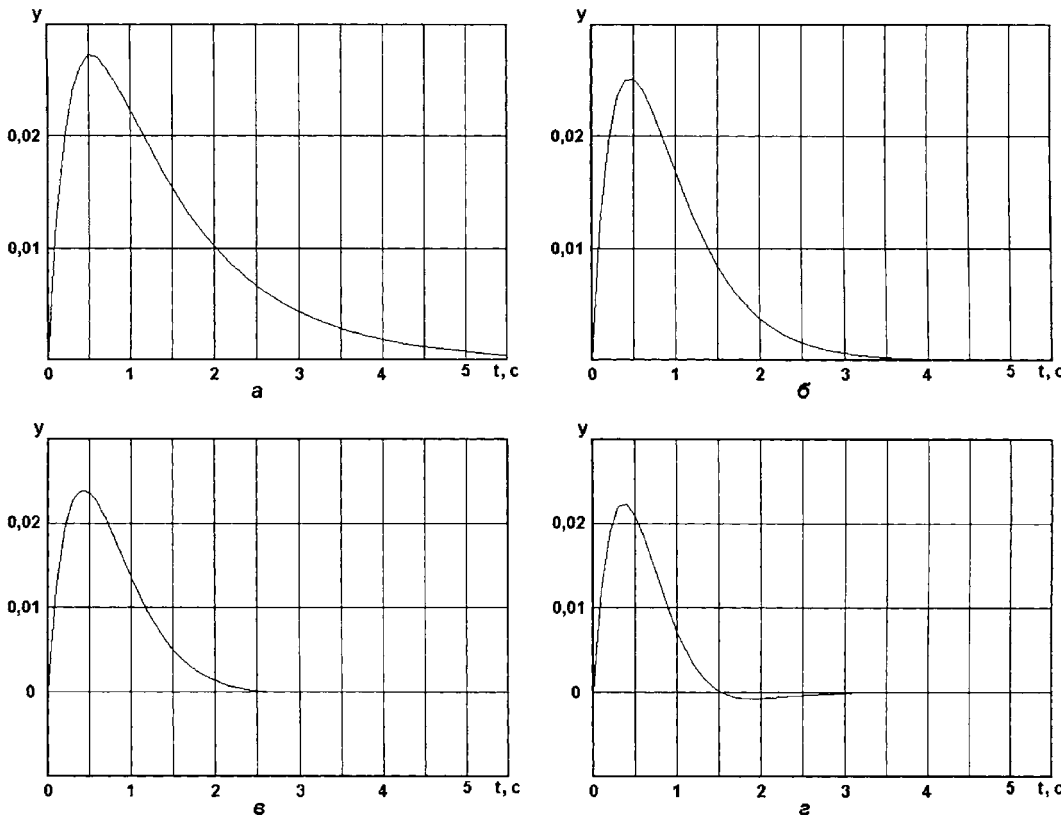


Рис. 7. Переходные процессы САР при коэффициентах ПИД-закона регулирования $k_p = 14$, $k_d = 1,5$ и различных значениях коэффициента k_i : а — $k_i = 10$; б — $k_i = 16$; в — $k_i = 20$; г — $k_i = 30$

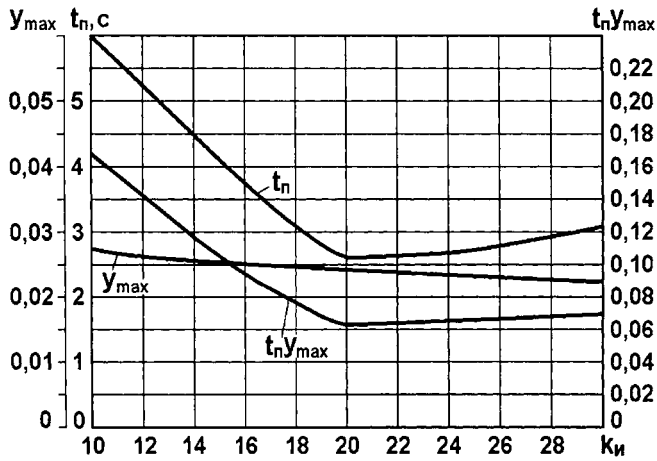


Рис. 8. Зависимость продолжительности переходного процесса сброса нагрузки t_n , максимального отклонения регулируемого параметра в переходном процессе y_{max} и комплексного критерия $t_n y_{max}$ от интегральной составляющей ПИД-закона регулирования k_I

ного процесса t_n и комплексный критерий $t_n y_{max}$ при этом заметно возрастают (см. рис. 6).

Значительное влияние на показатели качества процесса регулирования оказывает и коэффициент k_I интегральной составляющей ПИД-закона

регулирования. Об этом свидетельствуют представленные на рис. 7 переходные процессы исследуемой САР при постоянных значениях коэффициентов $k_P = 14$ и $k_D = 1,5$ и изменении коэффициента интегральной составляющей ПИД-закона регулирования в диапазоне от $k_I = 10$ до $k_I = 30$. Зависимость показателей качества процесса регулирования t_n , y_{max} и $t_n y_{max}$ от значений коэффициента k_I приведены на рис. 8.

Как следует из представленных на рис. 7 и 8 данных минимальные значения показателей качества переходного процесса $t_n = 2,62$ с и $t_n y_{max} = 0,0624$ с обеспечивает коэффициент интегральной составляющей ПИД-закона регулирования $k_I = 20$. Дальнейшее увеличение коэффициента k_I приводит к возникновению колебаний регулируемого параметра в переходном процессе (т. е. переходу от аperiodических переходных процессов к периодическим переходным процессам) и, как следствие, к увеличению показателей t_n и $t_n y_{max}$.

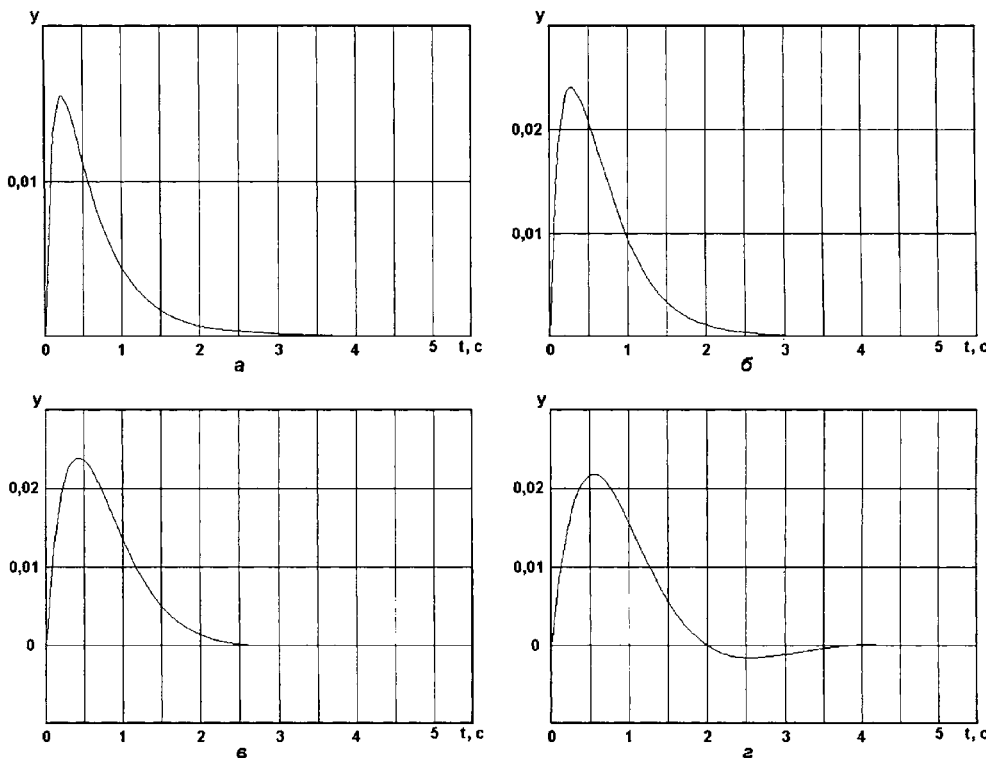


Рис. 9. Переходные процессы САР при коэффициентах ПИД-закона регулирования $k_P = 14$, $k_I = 20$ и различных значениях коэффициента k_D :
а — $k_D = 0,5$; б — $k_D = 1,0$; в — $k_D = 1,5$; г — $k_D = 4,0$

Аналогичные закономерности изменения показателей качества процесса регулирования t_n , y_{max} и $t_n y_{max}$ отмечены и при варьировании коэффициента k_D дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования. Диапазон изменения коэффициента k_D составлял от $k_D = 0,5$ до $k_D = 4,0$. Вид переходных процессов и значения показателей качества этих переходных процессов при различных значениях коэффициента k_I приведены на рис. 9 и 10.

Наилучшее качество процесса регулирования достигается при значении коэффициента дифференциальной составляющей ПИД-закона регули-

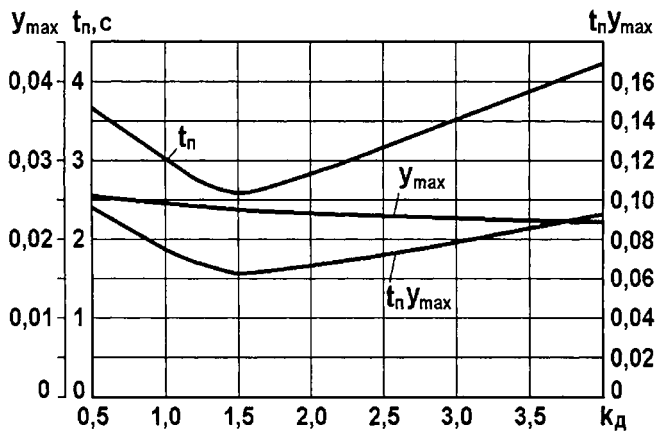


Рис. 10. Зависимость продолжительности переходного процесса сброса нагрузки t_n , максимального отклонения регулируемого параметра в переходном процессе y_{\max} и комплексного критерия $t_n y_{\max}$ от дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования k_d

рования $k_d = 1,5$. При значениях этого коэффициента, превышающих $k_d = 1,5$, отмечено появление колебаний регулируемого параметра в исследуемом переходном процессе.

Представленные результаты расчетных исследований подтверждают значительную зависимость рассматриваемых показателей качества процесса регулирования t_n , y_{\max} и $t_n y_{\max}$ от коэффициентов k_p , k_i и k_d ПИД-закона регулирования. Предложенная методика выбора значений коэффициентов k_p , k_d и k_i ПИД-закона регулирования отличается простотой, не требует проведения трудоемких расчетных исследований и может быть использована для определения параметров электронного регулятора частоты вращения коленчатого вала транспортного дизеля.

Предложенная методика может быть использована и для выбора значений других характеристик электронного регулятора, включая характеристики датчиков режимных параметров дизеля, характе-

ристики электронного блока регулятора, показатели исполнительных устройств регулятора, кинематические соотношения передаточных механизмов электронного регулятора частоты вращения коленчатого вала транспортного дизеля.

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. Крутов, В. И. Электронные системы регулирования и управления двигателями внутреннего сгорания: учебное пособие для вузов [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1991. — 138 с.
3. Марков, В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей [Текст] / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. — 160 с.
4. Основы автоматического регулирования и управления / Л. И. Каргу, А. П. Литвинов, Л. Л. Майборода и др. Под ред. В. М. Пономарева, А. П. Литвинова. — М.: Высшая школа, 1974. — 439 с.
5. Попов, Е. П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. [Текст] / Е. П. Попов. — М.: Наука, 1989. — 304 с.
6. Пупков, К. А. Методы синтеза оптимальных систем автоматического управления [Текст] / К. А. Пупков, Н. В. Фалдин, Н. Д. Егупов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. — 510 с.
7. Козлов, О. С. Исследование и проектирование автоматических систем с помощью программного комплекса "МВТУ" [Текст] / О. С. Козлов, Л. М. Скворцов // Информационные технологии, 2006. — № 8. — С. 10—12.
8. Виртуальные учебно-исследовательские лаборатории / О. С. Козлов, И. П. Норенков, В. А. Трудоношин и др. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 36 с.

Методика расчета показателей проходимости автомобиля при повреждении колесного движителя

(Рис. 1—3 см. на 2-й и 3-й полосах обложки)

Приведены результаты моделирования движения автомобиля на внутренней дополнительной опоре при повреждении пневматической шины, а также результаты проведенных натурных испытаний боестойких колес в различных условиях движения.

Применение боестойких колес транспортного средства позволяет повысить надежность, курсовую устойчивость, проходимость и, что особенно важно, подвижность автомобиля, своевременный его выход из-под обстрела и поражающего воздействия противника. Предлагаемая методика, разработанная на основе модели движения колеса с пневматической шиной и внутренней дополнительной опорой по деформируемому грунту, позволяет расчетным путем определять основные показатели опорной проходимости военной автомобильной техники, оценивать и прогнозировать ее уровень подвижности уже на стадии проектирования образцов.

Ключевые слова: проходимость, пневматическая шина, внутренняя дополнительная опора, методика, военная автомобильная техника.

В условиях отсутствия автомобильных дорог или их разрушении одним из важнейших свойств армейских автомобилей, от которого может зависеть успешность выполнения боевой задачи, становится их опорная проходимость. И главным фактором обеспечения высокого уровня подвижности военной автомобильной техники (ВАТ), и в частности опорной проходимости колесной техники, является выбор автомобильных шин [1].

Создание "боестойких" колес, которые сохраняют работоспособность после воздействия поражающих факторов пуль, осколков гранат, мин и другого оружия, является одним из актуальных и своевременных решений сохранения подвижности ВАТ. Это направление приобретает в условиях продолжающегося реформирования и модернизации Вооруженных Сил Российской Федерации особую значимость для боевых колесных машин и многочисленных автомобильных транспортных средств.

Основные конструктивные решения колес с повышенной боестойкостью представлены в табл. 1, из обзора исключены колеса с пневматическими шинами и вращающейся на ободе внутренней опорой, как заведомо недостаточно удовлетворяющие требованиям по сохранению подвижности при разрушении шины.

Для автомобилей многоцелевого назначения (АМН), используемых в боевых порядках в меньшей степени и выполняющих большой объем транспортных работ как в мирной, так и в боевой обстановке, наиболее приемлемыми конструкциями следует считать колеса с пневматической радиальной бескамерной шиной [1] регулируемого давления и доработанным внутренним упругим ограничителем деформации (колесо № 7). Такие колеса обеспечивают высокий уровень подвижности с неповрежденными шинами (в том числе на слабонесущих грунтах при регулировании давления воздуха в них) и способны сохранять подвижность автомобилей при наличии пулевых, осколочных и эксплуатационных повреждений шин.

Однако стоит отметить, что возможность движения автомобиля без избыточного давления воз-

Преимущества и недостатки основных конструктивных решений боестойких колес

Конструктивное решение		Преимущества	Недостатки	Мероприятия по совершенствованию	
1	Без давления в шине	"Жесткое колесо" (массивная шина)	1. Подвижность только на твердых дорогах	1. Низкая подвижность, особенно на деформируемых грунтах. 2. Большая масса, динамическая нагрузка, вибрация, разогрев, заметность. 3. Разрушение массива	1. Легкие сплавы и композиты. 2. Низкий гистерезис резины. 3. Увеличение диаметра
2		"Эластичное колесо" (губчатая камера)	1. Ограниченная подвижность	1. Низкая подвижность, особенно на деформируемых грунтах. 2. Большая масса, разогрев. 3. Потеря подвижности при разрушении шины. 4. Пониженные ходимость и скорость	1. Увеличение диаметра. 2. Снижение разогрева, газопроницаемости. 3. Повышение теплоустойчивости
3		"Упругое колесо" (каркасного типа)	1. Ограниченная подвижность. 2. Высокий уровень подвижности только в условиях дорог, соответствующих радиальным жесткостям каркаса	1. Неприспособленность к движению при отсутствии регулирования жесткости каркаса	1. Новые материалы, нанотехнологии, регулирование жесткости упругого каркаса
4	С давлением в шине	"Серийное колесо" (бескамерная шина)	1. Работоспособность бескамерной шины с системой регулирования давления воздуха в шинах (СРДВШ) и не более 10 пробоин калибра 7,62 мм. 2. Высокий уровень подвижности с исправными шинами, безопасность при повреждениях шин	1. Потеря подвижности без давления, при повреждениях шины и обода. 2. Низкая эффективность СРДВШ по проходному сечению вентиля. 3. Разогрев, заметность	1. Ограничители деформации. 2. Вентили большого диаметра. 3. Бескамерные шины, распорногерметизирующее кольцо
5		"Утолщенное колесо" (боковинами шины)	1. Ограниченная подвижность, в том числе без давления	1. Большая масса, разогрев, заметность. 2. Повышенное сопротивление движению, высокая радиальная жесткость неповрежденных шин на грунтах	1. Низкий гистерезис резины. 2. Упругий каркас боковин
6		"Колесо с НОД" (наружным ограничителем деформации)	1. Ограниченная подвижность без давления и при повреждениях шины. 2. Защита боковин. 3. Высокий уровень подвижности на исправных шинах	1. Низкая эффективность регулирования давления на грунтах. 2. Высокая динамическая нагрузка на твердой дороге без давления или сниженном	1. Комбинация внутренних ограничителей деформации и подвешиваемых защитных экранов
7		"Колесо с ВДО" (внутренней дополнительной опорой)	1. Ограниченная подвижность, в том числе без давления и при разрушениях шины. 2. Высокий уровень подвижности при исправных шинах. 3. Ремонт пробоин шин без их демонтажа	1. Разогрев, разрушение шины опорой. 3. Снижение скорости движения, устойчивости. 4. Потеря подвижности на грунтах при разрушении шины	1. Лепестковая ВДО. 2. Отсутствие трения опоры о боковину шины. 3. Обеспечение необходимого прогиба опоры на грунтах

духа в шинах по деформируемым грунтам с существенным снижением скорости (в 2—3 раза) и развиваемой силы тяги (в 1,5—2 раза) сохраняется до тех пор, пока шины не разрушены. При разрушении шин и отрыве беговой дорожки движение автомобиля (на внутренних опорах) может осуществляться только в относительно легких дорожных условиях (укатанные грунтовые дороги, прочные сухие грунты). В более тяжелых грунтовых условиях, таких как снежная целина глубиной более 0,4 м, размокшие суглинки, сухой сыпучий песок, автомобили на внутренних опорах теряют способность к самостоятельному передвижению [2]. Так, например, при отсутствии давления воздуха во всех шинах модели КИ-113 с внутренней дополнительной опорой (ВДО) автомобиль ГАЗ-39371 в экстремальных ситуациях может продолжить движение на расстоянии до 150 км при скорости движения до 30 и 39—40 км/ч соответственно до и после разрушения шин (на ВДО) по дорогам с твердым покрытием, укатанным грунтовым дорогам и прочным (малодеформируемым) грунтам (рис. 1).

Скорость движения в первом случае (30 км/ч) ограничивается мощностью двигателя (сопротивление качению возрастает до 7 раз), а во втором (39—40 км/ч) — неудовлетворительной курсовой устойчивостью автомобиля вследствие недостаточной боковой жесткости выступа ВДО. Ресурс шин КИ-113 с ВДО без избыточного давления воздуха в них составляет 7—11 км при скорости 20—30 км/ч и их разрушение обусловлено (рис. 2) в основном не температурой разогрева, а механическим разрушением (отрывом беговой дорожки) при накате выступов протектора опоры на боковину шины [2].

При разработке боестойкого колеса важно выбрать параметры, при которых автомобиль будет обладать высоким уровнем опорной проходимости как с исправными, так и с поврежденными шинами. Кроме того, необходимо смоделировать движение такого колеса в различных дорожных условиях, особенно на деформируемых грунтах и при поврежденных (разрушенных) шинах. Поэтому необходимость моделирования движения автомобиля на внутренней дополнительной опоре при повреждении пневматической шины очевидна.

Разработка математической модели равномерного прямолинейного движения колеса с пневма-

тической шиной и внутренней дополнительной опорой (боестойкого колеса) по деформируемому грунту предполагает получение зависимостей, описывающих взаимодействие движителя автомобиля с грунтом с учетом процессов взаимодействия ВДО с беговой дорожкой шины (рис. 3), позволяющих расчетным путем определять его основные показатели опорной проходимости [3].

Качение колеса характеризуется четырьмя параметрами: прогибами шины ($z_{ш}$) и ВДО ($z_{вдо}$), глубиной колеи (H) и буксованием (S'_6).

Для их определения имеется система трех уравнений в следующих случаях:

1) Шина не разрушена:

$$\left. \begin{aligned} G_k &= R_{zk}(z_{ш}, H, S'_6) + R_{zp}(z_{ш}, H, S'_6); \\ R_{zp}(z_{ш}, H, S'_6) &= c_{ш}z_{ш} + c_v z_{вдо}; \\ z_{вдо} &= \begin{cases} 0 & \text{при } z_{ш} < z_{шд} \\ z_{ш} - z_{шд} & \text{при } z_{ш} \geq z_{шд} \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

2) Шина разрушена:

$$\left. \begin{aligned} G_k &= R_{zk}(z_{вдо}, H, S'_6) + R_{zp}(z_{вдо}, H, S'_6); \\ R_{zp}(z_{вдо}, H, S'_6) &= c_v z_{вдо}; \\ z_{ш} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где G_k , R_{zk} и R_{zp} — соответственно вес, вертикальные реакции в криволинейной и плоской зонах, H ; $c_{ш}$ и c_v — соответственно жесткость шины и ВДО, Н/м.

В качестве дополнительного к указанным системам уравнений используется уравнение в условиях:

- $S'_6 = 0$ — движение без буксования;
- $M_k = 0$ — ведомый режим:

$$R_x = \int_{-y_k}^{y_k} \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} dR_{xk} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z(x, y)}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z(x, y)}{\partial y}\right)^2} + \int_{-y_{п}}^{y_{п}} \int_{-x_{п}}^{x_{п}} dR_{xp} \quad (3)$$

— $P_k = 0$ — свободный режим:

$$R_{zk}(z_{ш}, H, S'_6) + R_{zp}(z_{ш}, H, S'_6) = 0. \quad (4)$$

Таким образом, полученное математическое описание процесса прямолинейного качения эластичного колеса с ВДО по деформируемому грунту при известных нагрузочных и размерных параметрах колеса, показателях жесткостных характеристик и характеристик протектора его эластичной шины, а также механических параметрах грунта позволяет расчетным путем определять все показатели характеристик этого качения, например, в функции буксования колеса или других параметров (нагрузки, давления воздуха в шине и т. д.).

С учетом представленной модели разработана методика расчета показателей опорной проходимости автомобилей с пневматическими шинами и ВДО в различных дорожных условиях. Методика предназначена для расчета следующих показателей опорной проходимости автомобилей:

- максимальной удельной силы тяги на крюке автомобиля K_{Tmax} ;
- коэффициента сопротивления буксованию f_6 ;
- глубины образуемой колеи H ;
- наибольшей скорости движения автомобиля V_{max} .

Перечисленные показатели определяются для случая прямолинейного установившегося движения при различных конструктивных и эксплуатационных параметрах автомобилей.

Показатели проходимости в данной методике определяются путем моделирования процесса взаимодействия колесного двигателя автомобиля с грунтовой поверхностью при заданных параметрах автомобиля, его двигателя и физико-механических характеристиках грунта. Схема алгоритма методики расчета представлена на рис. 4.

Расчет показателей производится на ПЭВМ. Ориентировочное время расчета одного варианта — 5–6 мин (без учета времени подготовки исходных данных). Перед проведением расчета необходимо подготовить исходные данные.

Расчет показателей опорной проходимости автомобилей проводится в четыре этапа:

I. Решение оптимизационной задачи определения максимальной силы тяги на крюке $P_a = P_{amax}$:

$$P_{amax} = \sum_{i=1}^m (2R_{xi} - P_{Mi}) - P_w \rightarrow \max, \quad (5)$$

где R_{xi} , P_{Mi} и P_w — соответственно реакции на оси OX в контакте колеса с опорной поверхностью, продольные силы бульдозерного сопротивления грунта и сила сопротивления воздуха, H .

II. Определение характеристик движения автомобиля без тяги на крюке с "ползучей" скоростью ($P_a = 0$, $V_a = 1$ м/с).

III. Определение характеристик движения в режиме буксирования ($V_a = 1$ м/с, $P_a = P_{f6}$).

IV. Определение максимальной скорости движения в заданных условиях ($V_a = V_{amax}$, $P_a = 0$).

На первом этапе тяга на крюке рассматривается как функция буксования первого колеса автомобиля. Для заданного буксования решается соответствующая система уравнений и методом парабол определяется максимально возможное значение тяги (P_{amax}), кроме того, фиксируются характеристики движения, при которых тяга на крюке наиболее близка к нулю.

Максимальная удельная сила тяги на крюке автомобиля (K_{Tmax}) рассчитывается по формуле:

$$K_{Tmax} = P_{amax}/G_a. \quad (6)$$

На втором этапе зафиксированные ранее характеристики принимаются в качестве начальных приближений и решается задача движения автомобиля без тяги на крюке. В результате расчетов непосредственно определяется глубина образуемой колеи H .

Характеристики движения, полученные на втором этапе, используются в качестве начальных приближений для ре-

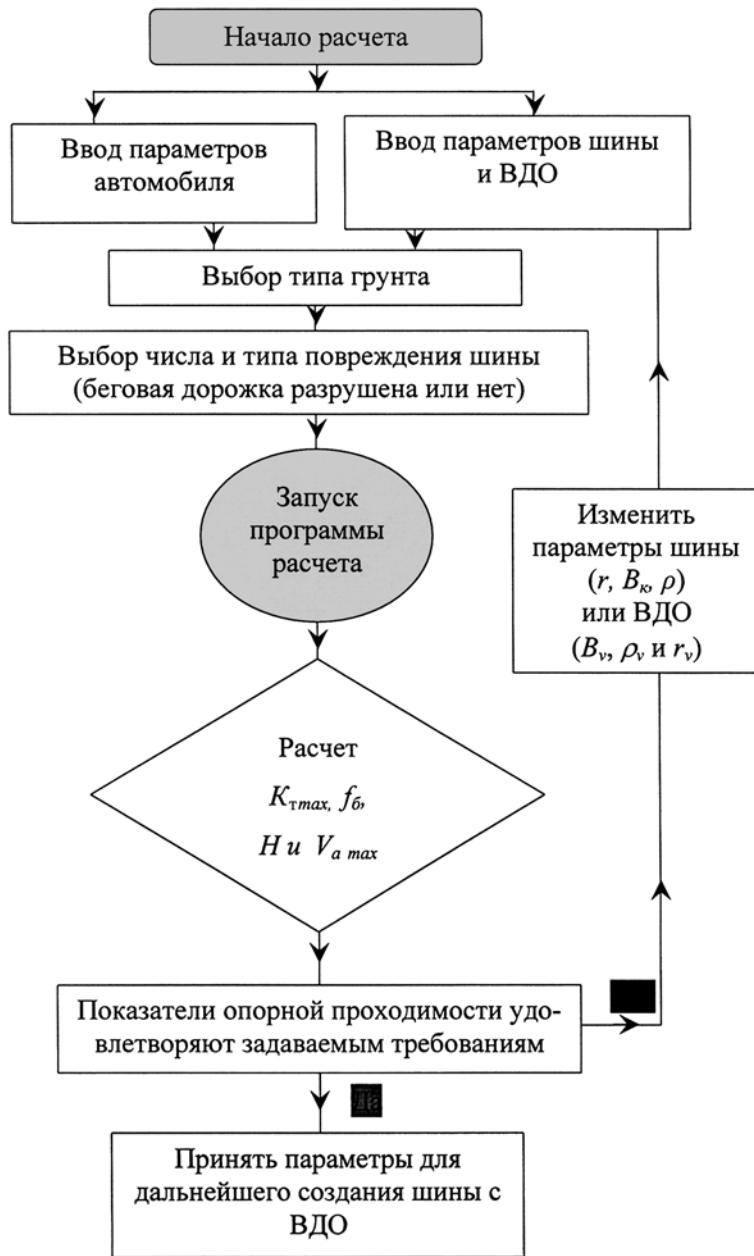


Рис. 4. Схема алгоритма расчета:

r, B_k, ρ — соответственно радиус, ширина беговой дорожки и радиус поперечной кривизны беговой дорожки шины, м; r_v, B_v, ρ_v — соответственно радиус, ширина беговой дорожки и радиус поперечной кривизны беговой дорожки ВДО, м

шения задачи **третьего этапа** — движения автомобиля в режиме буксирования.

Коэффициент сопротивления буксированию находится после определения силы буксирования (P_{f6}) по формуле:

$$f_6 = P_{f6}/G_a. \quad (7)$$

На четвертом этапе, используя в качестве начальных приближений результаты второго этапа,

определяет режим работы двигателя и трансмиссии, в котором неравенство (7) обращается в равенство (т. е. в котором вся мощность двигателя расходуется только на обеспечение движения автомобиля) — это и есть режим, в котором скорость автомобиля будет максимальной ($V_a = V_{amax}$).

$$N_d \eta_m - 2(1 + \kappa_v(V_{amax} - 1)) \sum_{i=1}^m M_{ki} \omega_{ki} - P_w V_{amax} - P_a V_{amax} \geq 0, \quad (8)$$

где N_d — мощность двигателя, кВт; η_m — КПД трансмиссии; κ_v — коэффициент трения шины по грунту; M_{ki} — крутящий момент на колесе, Н·м; ω_{ki} — угловая скорость колеса, c^{-1} .

По окончании расчетов на экране отображаются значения показателей опорной проходимости, а в файл, кроме того, заносятся подробные характеристики движения автомобиля в каждом режиме (реакции и моменты на колесах, прогибы шин, глубина колеи, буксования и т. д.).

Одновременно были проведены экспериментальные исследования по оценке опорной проходимости автомобилей при движении на пневматических шинах с ВДО. Результаты экспериментальных и расчетных исследований представлены в табл. 2.

Сопоставление результатов экспериментальных и расчетно-теоретических исследований показывает, что расхождение значений показателей, полученных в результате выполненных расчетов, с экспериментальными (их средними арифметическими значениями) не превышает

по максимальной удельной силе тяги на крюке 9,5 %, коэффициенту сопротивления качению 8,6 %, глубине образуемой колеи 11,0 %, максимальной скорости движения 26,0 %.

Более высокие значения расхождения величин максимальной скорости движения объясняются влиянием "человеческого фактора" (время переключения передач у разных водителей различное, что влияет на разгон).

Результаты экспериментальных и расчетных исследований

Наименование параметра	Номер опыта	Автомобиль	Состояние шин (беговой дорожки)	Значение параметра	
				расчетное	экспериментальное
H , см	1	ГАЗ-233036	Не разрушены	12,1	13,3
	2		Разрушены	*	*
	3	ГАЗ-233014	Не разрушены	11,3	13
	4		Разрушены	*	*
f_6	1	ГАЗ-233036	Не разрушены	0,29	0,268
	2		Разрушены	0,367	0,33
	3	ГАЗ-233014	Не разрушены	0,18	0,197
	4		Разрушены	0,275	0,297
K_{Tmax}	1	ГАЗ-233036	Не разрушены	0,101	0,092
	2		Разрушены	0	0
	3	ГАЗ-233014	Не разрушены	0,178	0,163
	4		Разрушены	0	0
V_{max} , км/ч	1	ГАЗ-233036	Не разрушены	15,8	12,3
	2		Разрушены	0	0
	3	ГАЗ-233014	Не разрушены	23,2	18,7
	4		Разрушены	0	0

*Автомобиль самостоятельно передвигаться не может.

Таким образом, разработанная методика может быть использована при решении вопросов прогнозирования показателей проходимости разрабатываемых автомобилей, повышения проходимости автомобилей за счет рационального выбора параметров их движителей, сравнительной оценки показателей проходимости автомобилей и т. д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ершов, Н. Ф.** Тенденции развития зарубежной военной автомобильной техники. Книга 2

[Текст] / Н. Ф. Ершов, В. В. Шипилов. — Бронницы: 21 НИИИ МО РФ. — 2008.

2. **Определение** рецептур резиновых смесей, обеспечивающих 15-летний гарантийный срок хранения и эксплуатации наиболее ответственных резинотехнических изделий для ВАТ. Этап 10. Типовые испытания боестойких колес для изделия ГАЗ-39371: отчет о НИР "Гидроген" [Текст] / 21 НИИИ МО РФ. — Бронницы. — 2004.
3. **Исследование** концептуальных вопросов формирования типажа ВАТ и повышение уровня эксплуатационных свойств военной автомобильной техники. Этап 1. Исследования по качественному составу типажа АМН, прицепов, полуприцепов и их эксплуатационных свойств: отчет о НИР "Гормон" [Текст] / НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ. — Бронницы. — 2009.

УДК

629.113.004.67

Л. И. Арзамасцев,
канд. техн. наук,
доц., дир.
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

Рассмотрена технология восстановления зеркала блоков и гильз цилиндров двигателей, приведены методики расчета величины ремонтного размера при восстановлении блоков и гильз, а также определения нормативов времени операций растачиванием и хонингованием. Дано содержание работ технологических операций и применяемое оборудование.

Ключевые слова: технология, двигатель, блок цилиндров, гильза, растачивание, хонингование, нормативы времени, ремонтное оборудование.

Современные ремонтные технологии и оборудование позволяют устранять сложные повреждения автомобильных двигателей, т. е. имеется технологическая возможность восстанавливать двигатели, получившие серьезные повреждения.

Большая часть автомобильных деталей в результате износа теряет не более 2 % массы, а наиболее сложные и металлоемкие детали — менее 1 % массы. В это же время их прочностные характеристики, физико-механические свойства практически не снижаются. При восстановлении должны быть обеспечены требуемые размеры, форма, взаимное расположение поверхностей и осей, шероховатость поверхностей и другие параметры деталей.

Общие принципы проектирования технологического процесса восстановления изношенных деталей предполагают выбор наиболее ра-

циональных способов устранения дефектов и построение оптимальной последовательности операций.

Блоки автомобильных двигателей подразделяют на следующие виды: линейные (для рядных двигателей) и V-образные. Они могут быть с мокрыми или с сухими гильзами, с сухими полугильзами, без гильз. Кроме того, блоки делятся на одно- и двухрядные, а также с нижним и верхним расположением клапанов. Для большинства двигателей число цилиндров 2—12.

Двигатели среднего рабочего объема V-образные с мокрыми гильзами. У малолитражных автомобильных двигателей блоки линейные чугунные или алюминиевые с сухими полугильзами.

Масса линейного чугунного блока составляет 25—37 % массы двигателя, причем, если клапаны расположены в головке, масса блока получается меньше на 15—25 %. Наименьшую удельную массу на 1 л. с. имеют алюминиевые блоки V-образных двигателей, короткоходных, с верхним расположением клапанов.

Толщины стенок и перегородок в чугунных блоках составляют 5—8 мм. Стенки жидкостных рубашек имеют толщину 4—7 мм. Допустимое колебание толщины стенок 1,5—2 мм. В алюминиевых блоках стенки на 1,5—2 мм толще, чем чугунных.

Обработка отдельных элементов блоков выполняется с высокой точностью. Особенное значение имеет точность размеров и формы зеркала цилиндров (или посадочных поясков под гильзы), гнезд под вкладыши коренных опор. Важно также обеспечение правильного взаимного расположения указанных поверхностей.

Блоки цилиндров двигателей отечественного производства изго-

товляют из серого чугуна марок СЧ 18-36, СЧ 15-32, СЧ 24-44 или алюминиевого сплава АЛ4.

Основной технологической базой при изготовлении и восстановлении блоков цилиндров является плоскость прилегания масляного картера и два отверстия.

Гильзы цилиндров изготавливают из чугуна марок СЧ 18-36, СЧ 22-44 твердостью 179—229 НВ, специальных чугунов твердостью 42—50 НРС. В верхней части некоторые гильзы имеют тонкостенную вставку из специального легированного чугуна.

Блок цилиндров как одна из наиболее нагруженных деталей двигателя может иметь отклонения в процессе эксплуатации от номинальных значений благодаря износу в различных точках конструкции. Нагрузка на элементы блока распределяется крайне неравномерно и, как следствие этого, неравномерность износа рабочих поверхностей.

К основным дефектам блоков двигателей относятся: износ или задир внутренней поверхности гильзы или блока, трещины и отколы различного расположения; износы гнезд под вкладыши коренных подшипников, отверстий во втулках распределительного вала, торцевых поверхностей коренной опоры под упорный подшипник; обломы болтов или шпилек; срыв или износ резьбы в отверстиях.

Характерные дефекты гильз: трещины, износ рабочей поверхности, коррозионные и кавитационные повреждения посадочных поясов. Трещины и ослабление вставки являются дефектами, при которых гильзы цилиндров выбраковываются.

В зависимости от характера производства контроль геометрических параметров проводят универсальными измерительными средствами (штангенциркули, микромеры, штихмассы и др.), предельными калибрами (скобы, пробки гладкие и резьбовые) и с помощью контрольных приспособлений. При контроле геометрических параметров сложной детали применяют специальные приспособления.

Проверку наличия трещин в гильзах или в рубашке охлаждения блока проводят гидравлическими испытаниями блока под давлением 0,4 МПа.

Карты технических требований на дефектацию блоков и гильз цилиндров двигателей приведены в технических условиях на ремонт двигателя. Основные дефекты блоков и гильз цилиндров двигателя и требуемые ремонтные воздействия изложены соответственно в табл. 1 и 2.

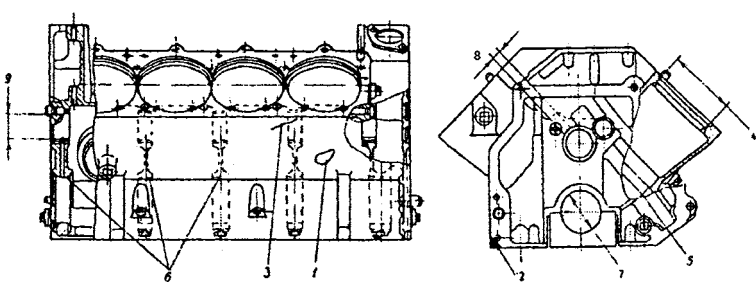
Размеры рабочих поверхностей разделяют на номинальный с предельными отклонениями, установленными заводом-изготовителем, допустимый без ремонта (размер детали, при котором соединение останется работоспособным, несмотря на износ) и допустимый для ремонта (размер, при котором при соединении становится неисправным).

Комплексным показателем отклонения формы цилиндрических деталей является отклонение от цилиндричности. Однако ввиду отсутствия приборов, контролирующих этот параметр, на практике используют такие показатели, как отклонение от круглости и отклонение профиля продольного сечения цилиндрической поверхности.

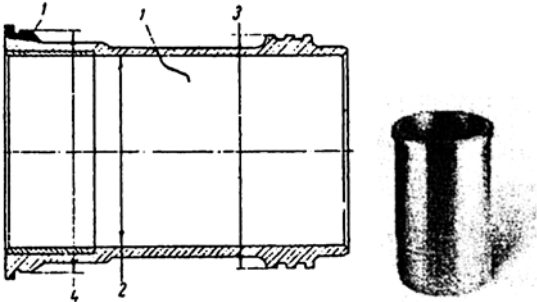
Отклонения от круглости и отклонения профиля продольного сечения цилиндрических поверхностей контролируют индикаторами часового типа. Контроль зеркала гильзы и блока цилиндров для выявления наибольшей величины износа выполняют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях А и В (рис. 1) и трех сечениях 1, 2 и 3 по высоте.

Для восстановления работоспособности цилиндропоршневой группы двигателей часто используют обработку изношенных поверхностей под ремонтный размер, установленный заводом-изготовителем. Восстанавливаемые поверхности деталей могут иметь несколько ремонтных размеров. Их величина и число зависят от величины износа детали, пуска на обработку и запаса прочности детали.

Карта технических требований на дефектацию блоков цилиндров двигателей

Позиция на рис.	Наименование дефектов	Способ установления дефекта и средства контроля	Размеры, мм			Заключение
			номинальный	допустимый без ремонта	допустимый для ремонта	
 <p>Деталь: Блок цилиндров в сборе № детали: 1701030 Материал: Чугун серый СЧ 18-36 Твердость: Поверхности 170—229 НВ</p>						
1	Пробоины на блоке	Осмотр	—	—	Поддающиеся ремонту	Ремонтировать. Постановка заплат. Браковать при пробоинах, не поддающихся ремонту
2	Обломы на блоке	Осмотр	—	—	Поддающиеся ремонту	Ремонтировать. Наплавка. Приварка. Браковать при обломах, не поддающихся ремонту
3	Трещины на блоке	Осмотр. Испытание водой под давлением 0,4 МПа	—	—	Поддающиеся ремонту	Ремонтировать. Заварка. Заделка эпоксидными смолами. Браковать при трещинах, не поддающихся ремонту
4	Износ верхнего посадочного отверстия под гильзу	Нутромер индикаторный 100—150 мм	$125^{+0,04}$	125,06	—	Браковать при размере более 125,06 мм
5	Износ нижнего посадочного отверстия под гильзу	Нутромер индикаторный 100—150 мм	$122^{+0,04}$	122,06	—	Браковать при размере более 122,06 мм
6	Несоосность гнезд вкладышей коренных подшипников	Индикаторное приспособление	0,02	0,02	Более 0,05	Ремонтировать. Растачивание гнезд до номинального размера
7	Деформация или износ гнезд вкладышей коренных подшипников	Нутромер индикаторный 50—100 мм	$79,5^{+0,012}$	—	Более 79,512	Ремонтировать. Растачивание гнезд до номинального размера
8	Износ отверстий под толкатели	Пробка 25,04 мм или нутромер индикаторный 18—35 мм	$25^{+0,023}$	25,04	Более 25,04	Ремонтировать. Развертывание до ремонтного размера или постановка втулок
9	Износ отверстий во втулках под шейки распределительного вала:	Нутромеры индикаторные 50—100 мм и 35—50 мм				Ремонтировать. Замена втулок с последующим растачиванием до номинального или ремонтного размеров
	передней и промежуточных					
	задней		$45^{+0,060}_{+0,025}$	Более 45,06		
—	Износ резьбы: М8, М10, М12, М14, М16, М22, К 3/4", К 3/8"		—			Ремонтировать при срыве резьбы более двух витков. Нарезка резьбы ремонтного размера

Карта технических требований на дефектацию гильз цилиндров двигателей

Позиция на рис.	Наименование дефектов	Способ установления дефекта и средства контроля	Размеры, мм			Заключение
			номинальный	допустимый без ремонта	допустимый для ремонта	
	 <p>Деталь: Гильза цилиндров в сборе № детали: 1002020 Материал: 1. Гильзы — чугун серый СЧ 18-36 2. Гильзы цилиндра малой — чугун легированный Твердость: 1. 196 НВ, не менее 2. 156—197 НВ</p>					
1	Обломы или трещины любого характера и расположения	Осмотр. Испытание водой под давлением 0,3 МПа	—	—	—	Браковать
2	Износ или задиры гильзы	Нутромер индикаторный 100—150	100 ^{+0,06}	—	Более 100,06	Ремонтировать. Растачивание до ремонтного размера. Браковать при размере более 101,56 мм
3	Износ нижних посадочных поясков	Скоба 121,94 мм или микрометр 100—125 мм	122 _{-0,04}	121,94	—	Браковать при размере менее 121,94 мм
4	Износ верхнего посадочного пояска	Скоба 124,94 мм или микрометр 100—125 мм	125 _{-0,04}	124,94	—	Браковать при размере менее 124,94 мм

Способ восстановления под ремонтный размер предусматривает обработку блока цилиндров или гильзы под ремонтный размер, а соответственно поршень и комплект колец заменяются новыми ремонтного размера. Обработкой под ремонтный размер восстанавливают геометрическую форму, шероховатость и

точностные параметры изношенных поверхностей цилиндров или гильзы.

Первый ремонтный размер определяется по формулам:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$d_{p1} = d_n - 2(U_{\max} + Z), \quad (1)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$D_{p1} = D_n + 2(U_{\max} + Z), \quad (2)$$

где d_{p1} и D_{p1} — первый ремонтный размер соответственно для вала или отверстия, мм (рис. 2); d_n и D_n — номинальный размер соответственно для вала или отверстия по рабочему чертежу, мм; U_{\max} и U_{\min} — соответственно максимальный и минимальный износ поверхности детали на

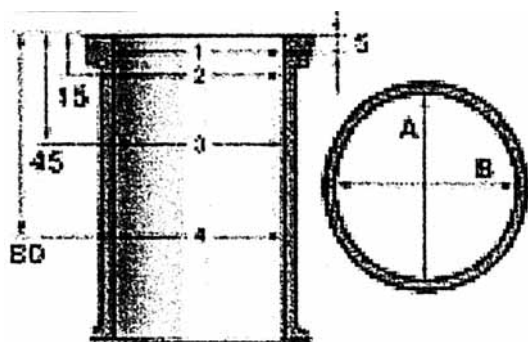


Рис. 1. Контроль зеркала и блока цилиндров при их дефектации

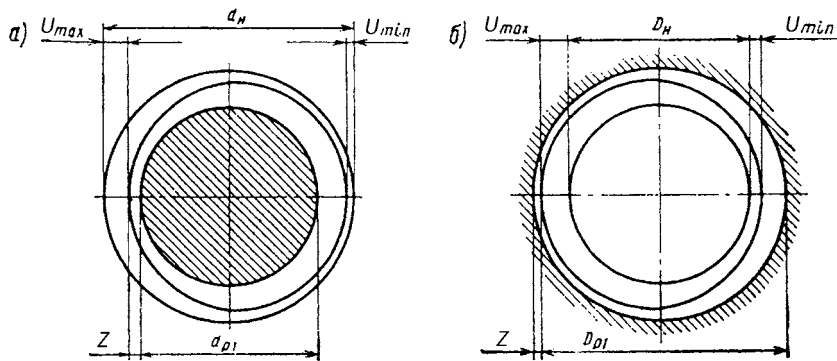


Рис. 2. Схема для определения ремонтных размеров:

а — для вала; б — для отверстия

сторону, мм; Z — припуск на механическую обработку на сторону, мм.

При дефектации деталей обычно измеряют не величину максимального износа U_{max} , а суммарный износ детали U на диаметр. Неравномерность износа рабочей поверхности детали учитывается коэффициентом β , который определяется из соотношения $\beta = U_{max}/U$.

При симметричном износе детали, когда $U_{max} = U_{min} = U/2$, коэффициент неравномерности износа равен $\beta = U_{max}/U = 0,5$. При одностороннем износе, когда $U_{min} = 0$, $U_{max} = U$, коэффициент неравномерности износа $\beta = U_{max}/U = 1,0$.

Таким образом, значения коэффициента неравномерности износа изменяются в пределах 0,5—1,0.

С учетом коэффициента неравномерности β и суммарной величины износа U на диаметр, формулы для расчета ремонтного размера (1) и (2) будут иметь следующий вид:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$d_{p1} = d_n - 2(\beta U + Z), \quad (3)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$D_{p1} = D_n + 2(\beta U + Z). \quad (4)$$

Величина $2(\beta U + Z) = j$ в формулах (3) и (4) называется межремонтным интервалом. Таким образом, формулы для определения ремонтных размеров в общем виде имеют следующий вид:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$d_{pn} = d_n - nj, \quad (5)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$D_{pn} = D_n + nj, \quad (6)$$

где n — число ремонтных размеров.

Количество ремонтных размеров n определяют по условиям прочности детали, из конструктивных соображений или исходя из минимально допустимой толщины слоя термической обработки рабочей поверхности детали по формулам:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$n_B = \frac{d_n - d_{min}}{j}, \quad (7)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$n_O = \frac{D_{max} - D_n}{j}. \quad (8)$$

Обработкой деталей под ремонтный размер восстанавливают гильзы и блоки цилиндров двигателей и другие детали (рис. 3).

Величина припуска Z на механическую обработку зависит от технического состояния подлежащей восстановлению детали, вида механической обработки, способа установки и крепления детали на станке, типа оборудования и его точности. Если какой-либо из перечисленных факторов значительно увеличивает величину припуска на обработку, то восстановление детали до ближайшего ремонтного размера будет невозможно.

Ближайший ремонтный размер восстанавливаемой рабочей поверхности детали определяется расчетом по формулам (3) и (4). Тогда соответственно для вала и отверстия имеем:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$d_{pn} = d_n - 2(\beta U + Z) = d_n - 2\beta U - 2Z, \quad (9)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$D_{pn} = D_n + 2(\beta U + Z) = D_n + 2\beta U + 2Z. \quad (10)$$

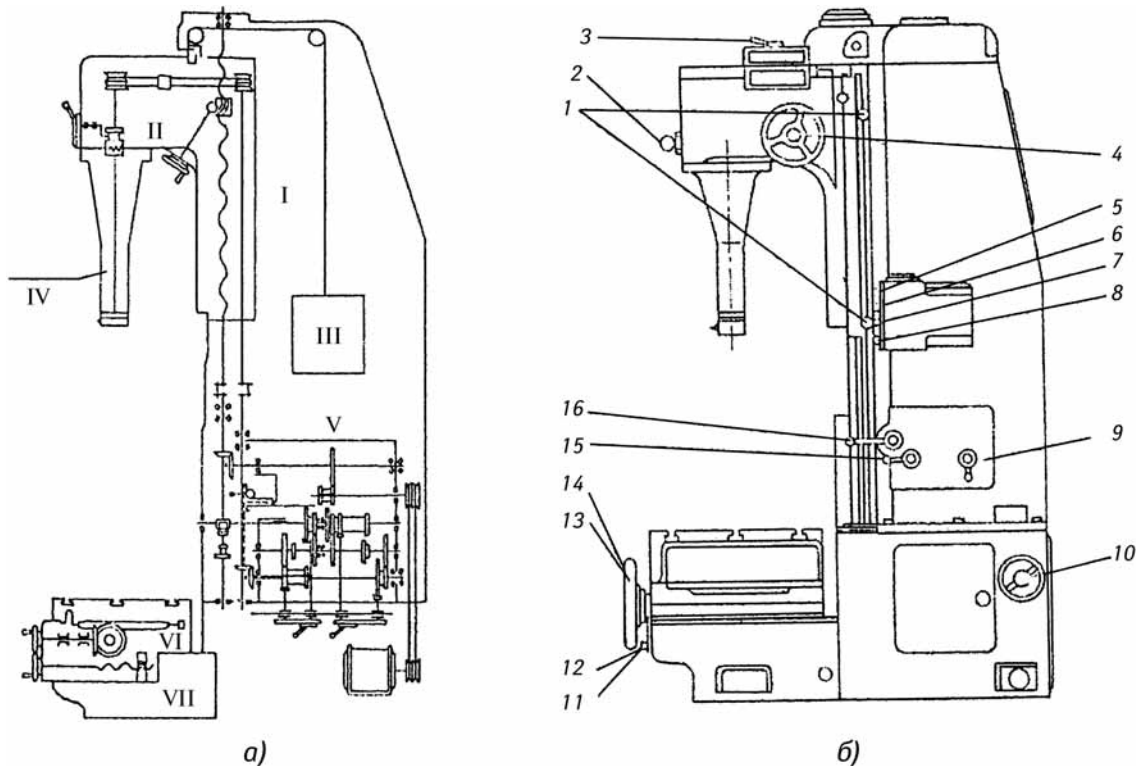


Рис. 3. Кинематическая схема (а) и органы управления (б) алмазно-расточным станком 278Н:

1 — ограничительные упоры; 2 — рукоятка отключения шпинделя от привода; 3 — рукоятка включения смазки; 4 — маховик ручных перемещений шпиндельной бабки; 5 — кнопка "Стоп"; 6 — кнопка "Вверх"; 7 — кнопка "Вниз—работа"; 8 — выключатель местного освещения; 9 — рукоятка переключения оборотов шпинделя; 10 — пакетный выключатель станка; 11 — рукоятка зажима стола в поперечном направлении; 12 — рукоятка зажима стола в продольном направлении; 13 — маховик поперечных перемещений стола; 14 — маховик продольного перемещения стола; 15 — рукоятка переключения подач; 16 — рукоятка включения рабочей, ускоренной и ручной подач шпиндельной бабки

Величина $2\beta U$, зависящая от фактического состояния изношенной рабочей поверхности, определяется путем измерения диаметра вала или отверстия.

Для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$2\beta U = d_n - d_{изм},$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$2\beta U = D_{изм} - D_n,$$

где $d_{изм}$ и $D_{изм}$ — соответственно минимальный и максимальный измеренные размеры изношенных диаметров для вала и отверстия.

Величина припуска $2Z$ на механическую обработку симметричных поверхностей (тел вращения) определяется по известной из теории расчета припусков

расчетно-аналитическим методом формуле:

$$2Z = 2 \left[(R_z + T)_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + E_i^2} \right],$$

где $(R_z + T)_{i-1}$ — величина слоя, удаляемая с поверхности для обеспечения заданных точности и шероховатости восстанавливаемой поверхности; Δ_{i-1} — пространственные отклонения восстанавливаемой детали, зависящие от ее технического состояния (отклонения от перпендикулярности, параллельности, соосности восстанавливаемых поверхностей детали); E_i — погрешности, определяемые способом установки и крепления детали на станке и точностью оборудования.

Тогда формулы (9) и (10) для расчета ближайшего ремонтного размера восста-

Припуски на обработку на сторону для различных видов механической обработки

Вид обработки	Величина припуска Z на сторону, мм
Чистовое растачивание	0,05—0,1
Хонингование:	
предварительное	0,01—0,04
окончательное	0,005—0,01

навливаемой рабочей поверхности детали примут вид:

для наружных цилиндрических поверхностей (валов)

$$d_{pn} = d_{изм} - 2(R_Z + T)_{i-1} - 2\sqrt{\Delta_{i-1}^2 + E_i^2}, \quad (11)$$

для внутренних цилиндрических поверхностей (отверстий)

$$D_{pn} = D_{изм} + 2(R_Z + T)_{i-1} + 2\sqrt{\Delta_{i-1}^2 + E_i^2}. \quad (12)$$

По данным формулам определяют ближайший ремонтный размер восстанавливаемой поверхности детали в зависимости от ее технического состояния, точности станка и установки детали на оборудовании при механической обработке.

При наличии на восстанавливаемой поверхности рисок, забоин увеличивается величина припуска $2(R_Z + T)_{i-1}$ до удаления дефектов.

Смещение осей цилиндров, как правило, из-за аварийных повреждений резко увеличивает значения Δ_{i-1} , учитывающие пространственные отклонения, которые часто не позволяют восстанавливать изношенную рабочую поверхность цилиндра до ближайшего ремонтного размера. При наличии на рабочей поверхности цилиндров следов задира поршня часто невозможно удалить имеющиеся риски чистовым растачиванием за 1—2 прохода. В этом случае восстановление рабочей поверхности цилиндров до ближайшего ремонтного размера невозможно.

Неправильная установка и закрепление восстанавливаемой детали на станке приводят к увеличению параметра E_i . Целесообразно деталь устанавливать на неизношенные поверхности или базы, используемые при изготовлении детали.

Ремонтные размеры поверхностей восстанавливаемых деталей определены из условий, что детали имеют естественный износ, допустимую величину пространственных отклонений, а точность оборудования и установки деталей на станке соответствуют нормативным. Тогда ближайший ремонтный размер восстанавливаемой поверхности зеркала цилиндра зависит только от фактической величины износа, определяемого измеренным диаметром $D_{изм}$ и припуском на обработку

$$2Z = 2\left[(R_Z + T)_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + E_i^2}\right]. \text{ Припуск на}$$

механическую обработку на сторону Z зависит от вида обработки и принимается по табл. 3.

Растачивание цилиндров гильз и блоков под ремонтный размер выполняют на стационарных расточных станках или на переносном станке.

Алмазно-расточной станок модели 278Н (рис. 3) состоит из колонны I, шпиндельной бабки II, противовеса III, сменного шпинделя IV, на котором устанавливается резец, коробки скоростей и подачи V, стола VI и основания VII.

При установке резца на требуемый размер по диаметру растачиваемого цилиндра на шпиндельную бабку устанавливают соответствующего размера шпиндель.

При установке резца с помощью индикаторного приспособления (рис. 4) или штангенглубино-

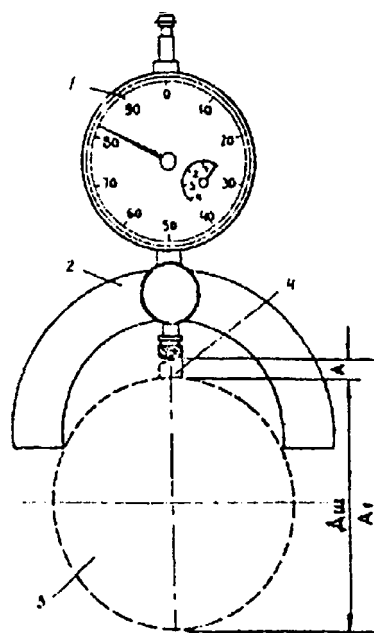


Рис. 4. Схема установки резца на размер с помощью индикаторного приспособления:

1 — индикаторная головка; 2 — полукольцо; 3 — шпиндель; 4 — резец

Техническая характеристика
расточного станка АС 170

Наименование	Характеристика
Тип	Вертикально-расточной
Производитель	Италия
Диаметр обрабатываемых цилиндров, мм	30–120
Частота вращения, мин ⁻¹	60–300
Подача, мм/об	0,06
Потребляемая мощность, кВт	0,38
Габаритные размеры, мм	800×500×1600
Масса, кг	300

мера вылет резца для расточки цилиндров под заданный размер определяют по формуле:

$$A = \frac{D_p - D_{ш} - 2Z}{2}, \quad (13)$$

где D_p — диаметр, под который растачивается цилиндр, мм; $D_{ш}$ — диаметр шпинделя, мм; $2Z$ — припуск на предварительное и окончательное хонингование, мм.

Если установка резца на размер производится с помощью микрометра, то

$$A_1 = \frac{D_p + D_{ш} - 2Z}{2}. \quad (14)$$

Освободив с помощью торцового воротка стопор резца, устанавливают резец

на требуемый размер, после чего его стопорят.

Центрирование осей шпинделя и цилиндра необходимо для обеспечения равномерности съема металла по всему периметру растачиваемого отверстия. Соосность может быть достигнута с помощью индикаторного приспособления, устанавливаемого в торец шпинделя (рис. 5, а), шариковой оправки (см. рис. 5, б) или конуса (см. рис. 5, в). Крепление блока цилиндров или гильзы осуществляется прихватами непосредственно на столе станка.

Если центрирование производится с помощью оправок и конусов, то блок цилиндров при этом не крепится к столу. Крепление осуществляется лишь после центрирования. Центрирование осей шпинделя и цилиндра ведется по верхнему, практически не изнашиваемому поясу зеркала цилиндров.

Для обеспечения вращения шпинделя при центрировании его отключают от цепи привода шпинделя рукояткой 2 (см. рис. 3).

Эксцентricность осей шпинделя и растачиваемого отверстия не должна превышать 0,03 мм.

Настройка станка заключается в выборе подачи, установлении частоты вращения шпинделя и определении величины хода шпиндельной бабки.

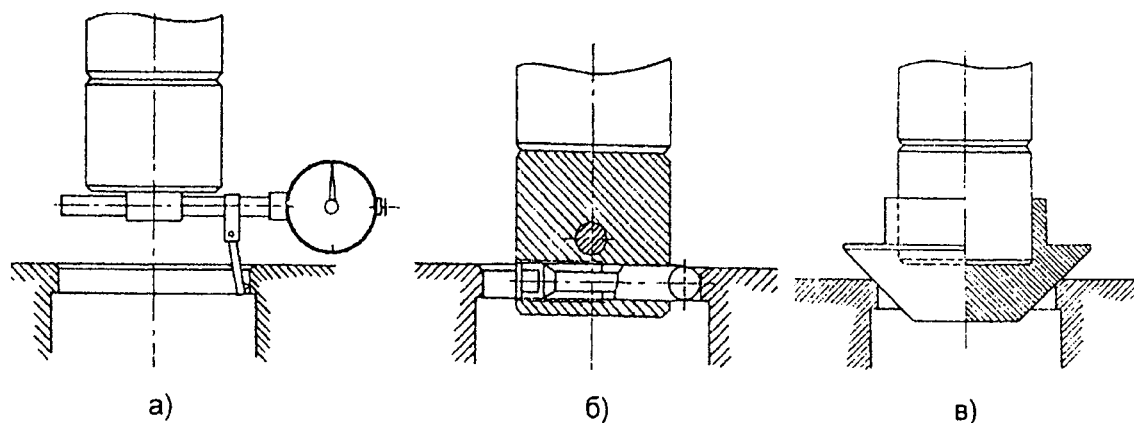


Рис. 5. Устройства для обеспечения соосности осей шпинделя станка и отверстия цилиндра:

а — индикаторное приспособление; б — шариковая оправка; в — конус

Величины подач устанавливаются по нормативам в зависимости от материала растачиваемой детали, глубины резания, диаметра и шероховатости обрабатываемой поверхности. Скорость резания определяют по нормативам или рассчитывают в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала, материала инструмента и условий работы. Частота вращения шпинделя определяется расчетным путем, а затем уточняется с паспортными данными станка и принимается ближайшее значение.

Расточка цилиндров и гильз проводится борштангами с резцами, имеющими твердосплавные пластины ВК3 или ВК6 за один проход ориентировочно при следующих режимах: подача 0,05—0,15 мм/об, скорость резания 75—175 м/мин и вращение шпинделя с частотой 300 мин⁻¹ для всех типов двигателей.

Установка частоты вращения шпинделя и величины подачи осуществляется рукоятками 9 и 15 (см. рис. 3), расположенными с правой стороны колонны.

Настройка величины автоматического перемещения шпиндельной бабки осуществляется переустановкой ограничительных упоров 1 (см. рис. 3), укрепленных в Т-образном пазу на правой стороне шпиндельной бабки. Упор, ограничивающий перемещение бабки вниз, устанавливается так, чтобы он нажимал на шток конечного выключателя, когда резец выйдет из растачиваемого отверстия на 1—2 мм. Упор, ограничивающий перемещение бабки вверх, устанавливается так, чтобы он нажимал на шток конечного выключателя, когда шпиндель выйдет из растачиваемого отверстия настолько, чтобы было удобно пользоваться приспособлением для центрирования и инструментом при измерении.

При расточке цилиндров маховиком 4 (см. рис. 3) перемещения шпиндельной бабки подводят резец к поверхности блока на расстоянии 1—2 мм, предварительно поставив рукоятку 16 перемещения шпинделя в положение ручной подачи. При пользовании ускоренным перемещением шпинделя необходимо рукоятку 16 поставить на ускоренную подачу и пользоваться кнопкой "вниз". Рукоятка отключения шпинделя от привода 2

должна быть в положении "выключено". Затем включают станок, нажав на кнопку 7 "вниз—работа". Расточка цилиндров производится за один или несколько рабочих ходов в зависимости от величины припуска на обработку.

После расточки выводят шпиндель из цилиндра с помощью ручного или ускоренного перемещения, проверяют качество расточки цилиндра осмотром и измерением индикаторным нутромером.

Затем, увеличивая вылет резца на 0,05—0,1 мм и изменяя частоту вращения шпинделя в большую сторону или подачу резца в меньшую сторону, повторяют 2—3 раза расточку этого же цилиндра, каждый раз определяя полученный размер.

Растачиванием обеспечивается шероховатость $R_a = 1,25—2,5$ мкм. После растачивания оставляют припуск на хонингование: предварительное — 0,01—0,04 мм и окончательное — 0,005—0,01 мм.

Растачивание гильз производят на вертикально-расточных станках с помощью специального приспособления, которое закрепляют на столе станка. Установку приспособления на столе станка проверяют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях с передней и боковой сторон.

Для проверки перпендикулярности торца приспособления и оси шпинделя станка на последний устанавливают оправку с индикатором и подводят его к торцу втулки приспособления. При повороте шпинделя вокруг оси на 360° стрелка индикатора должна отклониться не более чем на 0,01 мм.

В корпусе приспособления установлена втулка, в которой гильзу базируют посадочными поясками. Для предотвращения деформации гильзы при зажиме ее в приспособлении предусмотрены два сферических кольца. Гильзу вставляют во втулку и закрепляют зажимным устройством.

Для проверки соосности втулки приспособления относительно оси шпинделя на последний устанавливают и закрепляют стойку с индикатором и обкатывают ножкой индикатора верхний и нижний посадочные пояски втулки. При повороте шпинделя вокруг оси на 360° отклонение показаний стрелки должно быть не более 0,01 мм.

Продолжение следует

Введение. Тяжелые условия эксплуатации при малоразвитой сети станций технического обслуживания обуславливают высокие требования не только к надежности полноприводных автомобилей-тягачей, но и к их технико-эксплуатационным характеристикам, главнейшей из которых является безостановочное движение автомобиля. Безостановочное переключение и переключение с минимальным разрывом силовой цепи как в коробке передач (КП), так и в раздаточной коробке (РК) позволяют исключить падение скорости автомобиля и его остановку в тяжелых дорожных условиях. Общеизвестно, что сохранение кинетической энергии автомобиля при переключении передач положительно сказывается на проходимости.

В работах [1, 2] авторами статьи рассматривалась новая РК с возможностью переключения передач на ходу полноприводного автомобиля типа "УРАЛ": была предложена конструкция РК и механизма переключения передач в ней, а также вопросы динамического нагружения трансмиссии полноприводного автомобиля, источником которого являлось кинематическое рассогласование элементов трансмиссии, возникающее при разрыве силового потока.

В представленной работе даны расчеты многокритериальной оптимизации параметров трансмиссии автомобиля-тягача с новой РК для снижения нагруженности трансмиссии и повышения ее надежности.

Общие положения. В настоящее время можно выделить два основных современных подхода к оптимальному проектированию и созданию машин — это синергетический и многокритериальный. Первый подразумевает разработку методов проектирования технических систем

Снижение динамической нагруженности силовой передачи автомобиля-тягача за счет многокритериальной оптимизации упругой характеристики полуоси

Рассмотрены современные методы оптимального проектирования и создания машин. Поставлена задача параметрической оптимизации динамических процессов в силовой передаче. Предлагается алгоритм многокритериального расчета при исследовании динамической нагруженности силовых передач автомобилей-тягачей. Представлены результаты расчетов рациональных жесткостных параметров участков силовой передачи автомобиля-тягача типа "УРАЛ" и рациональных передаточных чисел трансмиссии, а также расчеты упругой характеристики полуоси.

Ключевые слова: автомобиль-тягач, трансмиссия, динамические процессы, параметрическая оптимизация, многокритериальный расчет, упругая характеристика, полуось.

тем на основе принципов структурной организации природных систем, обеспечивающих потенциальную эффективность, устойчивость и живучесть. Он строится на исследовании и установлении закономерностей явлений, протекающих в нелинейных системах, которые могут иметь несколько предельных (установившихся) состояний в зависимости от начальных условий. Второй, получивший более широкое развитие, многокритериальное, называемое так из-за наличия большего числа критериев качества, предъявляемых техническим заданием на разработку машины. В дейст-

вительности данные два направления взаимосвязаны и поставлены для достижения одной цели.

Вначале рассмотрим кратко этапы задачи многокритериальной оптимизации [3]. На начальном этапе постановки задачи определяются n -варируемых параметров $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$, входящих в системы дифференциальных и алгебраических уравнений или аналитических зависимостей, описывающих динамику силовой передачи, ее систем и всего машинного агрегата в целом. В качестве параметра α_j в случае конструктивной оптимизации могут быть выбраны моменты инерции, коэффициенты жесткости, демпфирования, угловые и геометрические размеры, массы и др. На параметры накладываются параметрические и функциональные ограничения вида

$$\alpha_{j \text{ луч}} \leq \alpha_j \leq \alpha_{j \text{ худ}}; \quad (1)$$

$$c_{k \text{ луч}} \leq F_k(\alpha) \leq c_{k \text{ худ}}, \quad k = 1, \dots, m, \quad (2)$$

где $\alpha_{j \text{ луч}}$, $\alpha_{j \text{ худ}}$ — соответственно наилучшее и наихудшее значения параметра конструктивной оптимизации; $c_{k \text{ луч}}$, $c_{k \text{ худ}}$ — допустимые наилучшее и наихудшее значения соответственно функциональных ограничений.

Функциональные ограничения (2), носящие нормативный характер, которые нельзя нарушать, сужают область D — допустимых значений α до подмножества G . Далее, в зависимости от целей и задач исследования выбираются локальные критерии качества $K(\alpha) = (K_1(\alpha), K_2(\alpha), \dots, K_i(\alpha))$, характеризующие качественные стороны динамики машины (металлоемкость, коэффициенты снижения нагрузок, производительность, КПД и т. д.), которые необходимо оптимизировать [3].

Для простоты записи все критерии можно направить в сторону уменьшения

$$K(\alpha) \rightarrow \min,$$

так как любой критерий можно привести к такому виду, заменяя $K_i(\alpha)$ на обратную или отрицательную величину. Для исключения ситуации, когда значения некоторых критериев качества для ряда значений α из области G являются совершенно плохими, вводятся критериальные ограничения

$$K_i(\alpha) < K_{i \text{ худ}}(\alpha), \quad (3)$$

где $K_{i \text{ худ}}(\alpha)$ — худшее значение критерия.

Данные критериальные ограничения еще сужают область G допустимых значений α до Q , где $Q \subset G \subset D$.

Задача оптимального проектирования формулируется так [3]: требуется найти такое множество $P \subset Q$, для которого

$$K(P) = \min K(\alpha). \quad (4)$$

Такое множество решений называется оптимальным по Парето, оно содержит точки, где значения всех критериев качества нельзя улучшить одновременно, не ухудшив хотя бы одно из них. После решения данной задачи с помощью лица, принимающего решения, определяется вектор α_0 , наиболее предпочтительный из всех векторов множества P .

Целесообразными методами нахождения точек из допустимого и паретовского множеств являются методы, позволяющие численно исследовать множество параметров точками последовательности, равномерно распределенной в параллелепипеде.

На первом этапе составляется таблица испытаний: выбираются N пробных точек $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, равномерно расположенных в области G , в которых вычисляются все локальные критерии качества и располагаются в порядке возрастания в виде таблицы $K_i(\alpha_{p1}) < K_i(\alpha_{p2}) \leq \dots \leq K_i(\alpha_{pn})$.

На втором этапе исследователем назначаются критериальные ограничения $K_{i \text{ худ}}$, путем просмотра каждой из таблиц и с учетом того, чтобы множество допустимых значений Q не оказалось пустым.

На третьем этапе проверяется условие разрешимости задачи (4), т. е. непустоты множества Q путем перебора α_p , для которых справедливы одновременно все неравенства (3). Если же множество Q оказывается пустым, то необходимо вернуться ко второму этапу и увеличить ограничения (3), если не помогает, то вернуться к первому этапу и увеличить область D . Таким образом, в диалоговом режиме и добиваются решения задачи.

Предлагаемый алгоритм расчета. Ниже приведем алгоритм расчета пробных точек и основные виды критериев качества, которые целесообразнее всего использовать при исследовании динамической нагруженности силовых передач автомобилей-тягачей на примере автомобиля типа "УРАЛ". Воспользуемся методикой расчета [4]. Точки A_i с декартовыми координатами $(\alpha_{i,1}, \dots, \alpha_{i,n})$ находятся по ограничениям (3) и точкам $Q_i = (q_{i,1}, \dots, q_{i,n})$, которые образуют равномерно распределенную последова-

тельность в единичном кубе, по формулам $\alpha_{i,j} = \alpha_{j \text{ луч}} + (\alpha_{j \text{ худ}} - \alpha_{j \text{ луч}})q_{i,j}$. Расчет же точек Q_i производился в среде MathCAD с использованием встроенных функций rkfixed и Rkadapt по вводимой в программу таблице числителей $r_{j(1)}$ направляющих точек $V_{j(1)} = r_{j(1)}2^{-1}$. Для этого по заданному номеру i вычисляют параметр

$$m = 1 + [\ln i / \ln 2],$$

а затем для каждого значения j находят

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \times \left\{ \frac{1}{2} \sum_{k=1}^m \left[2 \left\{ i2^{-1} \right\} \right] \left[2 \left\{ r_{j(1)} 2^{k-i-1} \right\} \right] \right\}, \quad (5)$$

где в квадратных скобках дана целая часть, а в фигурных скобках — дробная часть числа.

Вычисления показали, что предложенный метод расчета пробных точек имеет достаточно высокую скорость получения результата и вполне приемлем при расчете на ЭВМ, так как количество точек Q_i не превосходило 10^3 .

При цели исследования — снижение динамической нагруженности на различных участках силовой передачи при разных частотных диапазонах основных возмущающих воздействий в качестве критериев качества в соответствии с рекомендациями [4] целесообразно выбирать следующие. Для критериев качества введем ряд обозначений:

ω — частота и частотный диапазон $\omega_H \leq \omega \leq \omega_K$ воздействия нагрузки, где ω_H и ω_K — соответственно начальная и конечная частоты в исследуемом диапазоне;

$A_x(\omega) = |W_x(i\omega)|$ — амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) нагрузки;

$A_v(\omega) = |i\omega W_v(i\omega)|$ — АЧХ скорости нагрузки;

$A_a(\omega) = |\omega^2 W_a(i\omega)|$ — АЧХ ускорения нагрузки;

$M_i(\omega)$ — динамический момент нагрузки на i -том участке силовой передачи;

$$\bar{F} = \frac{1}{\omega_K \omega_H} \int_{\omega_H}^{\omega_K} F(\omega) d\omega$$
 — среднее значение

исследуемой функции в частотном диапазоне;

$\max F = \max F(\omega)$ — максимальное значение исследуемой функции в частотном диапазоне ($\omega_H \leq \omega \leq \omega_K$).

Критерии качества:

1) средние и максимальные значения АЧХ нагрузки различных участков силовой передачи

$$K_1 = \bar{A}_x, K_2 = \max A_x;$$

2) средние и максимальные значения АЧХ ускорений нагрузки различных участков силовой передачи

$$K_3 = \bar{A}_a, K_4 = \max A_a;$$

3) средние и максимальные значения динамических моментов нагрузки различных участков силовой передачи

$$K_5 = \bar{M}_i, K_6 = \max M_i;$$

4) коэффициенты снижения дисперсии или среднего квадратического отклонения нагрузки при случайном характере воздействий

$$K_7 = k_d, K_8 = k_\sigma;$$

5) коэффициенты запаса прочности на кручение деталей силовой передачи при статической и динамической нагрузках

$$K_9 = n_{\text{стат}}, K_{10} = n_{\text{дин}};$$

6) смещение собственной частоты в нерабочую зону

$$K_{11} = \left| \frac{\omega_\alpha + \omega_\beta}{2} - \omega_c \right| \rightarrow 0,$$

где ω_c — собственная частота; $[\omega_\alpha, \omega_\beta]$ — нерабочая зона.

Данный список критериев, естественно, является не полным и может быть дополнен или заменен другими в зависимости от исследуемой проблемы.

Одним из основных направлений повышения надежности силовых передач автомобилей при постоянном росте их энергонасыщенности является конструктивное. Улучшение конструкции силовой передачи и ее сборочных единиц можно разделить на структурную оптимизацию (связанную с выбором рациональных вариантов силовой цепи) и параметрическую оптимизацию динамических свойств и характеристик силовой передачи (основывающуюся на варьировании упругоинерционными и демпфирующими параметрами) [5]. Правильным выбором упругих и демпфирующих свойств силовой передачи можно уменьшить динамические нагрузки на детали автомобиля-тягача, улучшить плавность его хода и условия труда водителя, повысить использование мощности на 7—10 % [5, 6].

Решение задач параметрической оптимизации динамических свойств силовой передачи осложняется тем, что они являются многокритериальными с противоречивыми целевыми функциями [7]. Это объясняется тем, что представление о ресурсных возможностях силовой передачи расширяется только с рассмотрением большего числа локальных критериев качества. Следовательно, необходимо полагать, что проектируемая силовая передача для снижения влияния динамических процессов на эксплуатационные характеристики должна определяться некоторой совокупностью локальных критериев качества, которые в свою очередь зависят от варьируемых параметров. В качестве варьируемых параметров выбирались жесткостные параметры системы, которые существенно влияют на изменение динамических свойств и характеристик силовой передачи [5]. Из проведенного анализа динамических систем для автомобилей-тягачей можно заключить, что целесообразнее всего варьировать жесткостными параметрами и передаточными числами, которые оказывают наибольшее влияние на изменение динамической нагруженности.

Рассматривая передаточные функции основных низкочастотных возмущений, необходимо отметить, что наиболее существенное влияние на изменение амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) оказывают жесткость полуосей заднего моста, суммарные параметры, включающие жесткость зубчатого зацепления конечной передачи, ведущих колес, грунта, жесткости сцепки. Совсем незначительное влияние оказывают жесткостные параметры остальных эле-

ментов силовой передачи. Этим, очевидно, объясняется тот факт, что в большинстве случаев для эффективного снижения динамической нагруженности современные исследователи чаще всего обращаются к варьированию жесткости вала заднего моста [8], упругих параметров на участке ходовой части системы и демпфирующих параметров различных сцепных устройств. В ряде работ исследователей [5] при решении задач динамического синтеза рассматривается и другое направление, связанное с определением собственных частот и резонансных зон и выводом из частотного диапазона воздействия основных возмущающих сил путем варьирования параметрами системы. Но как АЧХ, так и значение собственной частоты зависит от параметров системы, поэтому, выражая оценку собственной частоты через параметры системы, можно прийти к такому же выводу.

Оценка для низшей собственной частоты, совпадающая с оценкой по формуле Донкерлея [9], представляется в виде

$$p_1 \geq 1/\sqrt{SpC^{-1}}, \quad (6)$$

где Sp — след матрицы C^{-1} .

Для линейных динамических систем след матрицы C^{-1} равен выражению

$$SpC^{-1} = \frac{J_1 \left(\sum_{i=2}^{n+1} J_i \right) / c_1 + (J_1 + J_2) \left(\sum_{i=3}^{n+1} J_i \right) + \dots + \left(\sum_{i=1}^n J_i \right) J_{n+1} / c_n}{J_1 + J_2 + \dots + J_{n+1}}, \quad (7)$$

где J_i и c_i — моменты инерции деталей и жесткость i -го участка трансмиссии.

На изменение значения собственной частоты в большей степени также влияют указанные выше жесткости.

Пример расчета № 1. Расчеты рациональных жесткостных параметров участков силовой передачи автомобиля-тягача типа "УРАЛ" при поперечно-угловых и продольно-вертикальных колебаниях на основе многокритериальной оптимизации.

Рассматривалась 10-массовая модель поперечно-угловых колебаний с варьируемыми параметрами податливости e_j при $j = 2, \dots, 9$ и ограничениями [2]

$$0,5e_{jc} \leq e_j \leq 1,5e_{jc},$$

где e_{jc} — значения податливостей серийной модели.

В качестве критериев были взяты критерии типа K_1 и K_3 , а именно средние значения АЧХ воздействия и ускорения воздействия со стороны транспортируемого груза $|W_{ТГ}(\omega)|$, $|\omega^2 W_{ТГ}(\omega)|$ и микропрофиля $|W_{МП}(\omega)|$, $|\omega^2 W_{МП}(\omega)|$ на вал муфты сцепления в частотных диапазонах 0—15 рад/с и 25—40 рад/с. После преобразования Лапласа по комплексной переменной s было получено восемь критериев вида

$$\left. \begin{aligned} K1(s) &= \frac{1}{15} \int_0^{15} |W_{ТГ}(\omega, s)| d\omega; \\ K2(s) &= \frac{1}{15} \int_{25}^{40} |W_{ТГ}(\omega, s)| d\omega; \\ K3(s) &= \frac{1}{15} \int_0^{15} |\omega^2 W_{ТГ}(\omega, s)| d\omega; \\ K4(s) &= \frac{1}{15} \int_{25}^{40} |\omega^2 W_{ТГ}(\omega, s)| d\omega; \\ K5(s) &= \frac{1}{15} \int_0^{15} |W_{МП}(\omega, s)| d\omega; \\ K6(s) &= \frac{1}{15} \int_{25}^{40} |W_{МП}(\omega, s)| d\omega; \\ K7(s) &= \frac{1}{15} \int_0^{15} |\omega^2 W_{МП}(\omega, s)| d\omega; \\ K8(s) &= \frac{1}{15} \int_{25}^{40} |\omega^2 W_{МП}(\omega, s)| d\omega. \end{aligned} \right\} (8)$$

В качестве критериальных ограничений были взяты значения критериев, вычисленные при податливостях серийной модели. Расчеты проводились при различном количестве выбора пробных точек (100 и 200), при этом результат выдачи оптимальных точек не изменялся. При расчетах также менялись значения коэффициентов демпфирования путем изменения значений логарифмического декремента затухания. Так, при $\delta = 0,01$ паретовское множество точек состояло из четырех, представленных в табл. 1.

При $\delta = 0,001$ паретовское множество состояло из одной 40-й точки (табл. 2).

Сравнивая значения податливостей серийной модели E_c и расчетной паретовской 40-ой точки E_{40}

$$E_c = \begin{pmatrix} 7,91026 \\ 5,4179 \\ 1,8836 \\ 1,0605 \\ 409,73 \\ 135,645 \\ 58,572 \\ 6404,04 \end{pmatrix} \times 10^{-5}; E_{40} = \begin{pmatrix} 4,573 \\ 3,979 \\ 1,442 \\ 1,574 \\ 608,2 \\ 201,3 \\ 75,96 \\ 6500 \end{pmatrix} \times 10^{-5}, (9)$$

можно заключить, что прослеживается четкая тенденция увеличения податливостей деталей заднего моста, ведущих колес и в большей степени полуосей заднего моста.

Пример расчета № 2. Расчет рациональных передаточных чисел для снижения динамической нагруженности от ос-

Таблица 1

Паретовское множество точек при $\delta = 0,01$

№ точек	$K1(s)$	$K2(s)$	$K3(s)$	$K4(s)$	$K5(s)$	$K6(s)$	$K7(s)$	$K8(s)$
36	0,253	0,028	24,917	30,368	0,093	0,117	7,17	136,609
40	0,261	0,026	23,49	27,946	0,111	0,1	8,062	118,735
90	0,255	0,026	25,189	27,602	0,114	0,08	9,411	92,949
93	0,289	0,028	28,611	30,235	0,115	0,105	9,026	122,098

Таблица 2

Множество из 40-й точки

№ точек	$K1(s)$	$K2(s)$	$K3(s)$	$K4(s)$	$K5(s)$	$K6(s)$	$K7(s)$	$K8(s)$
40	0,505	0,026	42,546	28,269	0,225	0,102	15,495	119,921

новых возмущающих воздействий также может быть проведен методами многокритериальной оптимизации. На примере поперечно-угловых колебаний автомобиля-тягача типа "УРАЛ" в виде 10-массовой модели в качестве варьируемых параметров были взяты основные передаточные числа коробки передач $i_{кп}$, раздаточной коробки $i_{рк}$, главной передачи $i_{гп}$ при ограничениях

$$0,5i_{кпс} \leq i_{кп} \leq 1,5i_{кпс},$$

$$0,5i_{ркс} \leq i_{рк} \leq 1,5i_{ркс},$$

$$0,5i_{гпс} \leq i_{гп} \leq 1,5i_{гпс},$$

где индекс "с" — значение передаточного числа серийной модели.

В качестве критериев (восемь) были взяты средние значения АЧХ воздействия со стороны микропрофиля до коробки передач $|H(\omega, s)|$, до главной передачи $|G(\omega, s)|$, до раздаточной коробки $|F(\omega, s)|$ и до полуосей $|O(\omega, s)|$ в частотных диапазонах 0—15 рад/с и 25—40 рад/с. Также в качестве критериальных ограничений были взяты значения критериев, вычисленные при передаточных числах серийной модели (в расчетах значение критериев в 1-й точке). Кроме того, на варьируемые значения передаточных чисел трансмиссии $i_{тр}$ накладывались функциональные ограничения вида

$$0,75i_{трс} \leq i_{тр} \leq 1,25i_{трс}, \quad (10)$$

где $i_{тр} = i_{кп}i_{гп}i_{рк}$.

Для расчетов было взято 300 пробных точек. Вычисления показали, что паретовское множество состояло из 9 точек. Наилучшие точки по значениям большинства критериев представлены в табл. 3.

Значения передаточных чисел в лучших расчетных точках модели представлены ниже и могут быть сравнены со значениями передаточных чисел серийной 1-й точки:

$$\left. \begin{aligned} i(74) &= \begin{pmatrix} 3,076 \\ 4,013 \\ 1,355 \\ 5,333 \end{pmatrix}; i(236) = \begin{pmatrix} 2,681 \\ 4,682 \\ 1,305 \\ 5,261 \end{pmatrix}; i(169) = \begin{pmatrix} 4,058 \\ 2,775 \\ 1,471 \\ 5,29 \end{pmatrix} \\ i(92) &= \begin{pmatrix} 2,725 \\ 3,444 \\ 1,751 \\ 5,218 \end{pmatrix}; i(222) = \begin{pmatrix} 3,677 \\ 2,917 \\ 1,68 \\ 4,512 \end{pmatrix}; i(1) = \begin{pmatrix} 3,75 \\ 3,643 \\ 1,41 \\ 3,69 \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} (11)$$

Из приведенных расчетных точек можно сделать вывод, что передаточные значения передаточных чисел коробки и раздаточной коробки носят различный комбинационный характер, т. е. каждое из этих чисел принимает как большие, так и меньшие значения серийных чисел, но в определенной комбинации, что в принципе и дает определенную свободу выбора при конструировании силовой передачи имея в наличии несколько вариантов.

Пример расчета № 3. Ниже приведем пример расчета упругой характеристики полуоси автомобиля-тягача типа "УРАЛ" на основе многокритериальной оптимизации.

Вследствие значительных изменений статических и динамических нагрузок в силовой передаче при различных условиях эксплуатации требуется, чтобы упругая характеристика полуоси принимала не одинаковые значения при установившихся и переходных режимах, т. е. была нелинейной. Анализ исследований [8, 10, 11] показывает, что упругая характеристика может иметь вид:

гладкой нелинейной

$$F(\varphi) = c\varphi + \mu\varphi^2, \quad (12)$$

Таблица 3

Значение критериев в наилучших паретовских точках

№ точек	K1(s)	K2(s)	K3(s)	K4(s)	K5(s)	K6(s)	K7(s)	K8(s)
74	0,016	0,00848	0,049	0,026	0,0198	0,103	0,228	0,132
236	0,016	0,00875	0,044	0,023	0,206	0,108	0,234	0,132
169	0,016	0,00862	0,066	0,035	0,183	0,093	0,231	0,133
92	0,016	0,00878	0,045	0,024	0,155	0,08	0,235	0,133
222	0,017	0,00896	0,064	0,033	0,186	0,092	0,248	0,153
...
1	0,019	0,0096	0,072	0,035	0,264	0,127	0,277	0,178

или кусочно-линейной функции

$$F(\varphi) = \left. \begin{array}{l} c\varphi, \varphi \leq \varphi_0, \\ c\varphi^2 + c'(\varphi - \varphi_0), \varphi \geq \varphi_0, \end{array} \right\} \quad (13)$$

где φ — угол закрутки полуоси; φ_0 — угол закрутки полуоси, соответствующий точке излома кусочно-линейной характеристики; μ — коэффициент внутреннего трения; c — жесткость; c' — жесткость, соответствующая точке излома кусочно-линейной характеристики.

Для выбора оптимальной упругой характеристики полуоси необходимо рассмотреть два режима работы: установившийся и неустановившийся (переходной режим). В качестве критериев качества целесообразно выбрать следующие:

1) $k_c = D_{kc}/D_c$ — коэффициент снижения дисперсии на k -ом участке силовой передачи при воздействии сопротивления движению P_c для автомобиля-тягача (где D_c и D_{kc} — дисперсии нагрузок соответственно на рассматриваемом и на k -м участке силовой передачи);

2) $k_r = D_{kr}/D_r$ — коэффициент снижения дисперсии при воздействии неровностей дороги на колесный движитель P_T (где D_r и D_{kr} — дисперсии нагрузок соответственно на рассматриваемом и на k -ом участке силовой передачи);

3) $n_{\tau_{\text{дин}}}$ — коэффициент запаса прочности полуоси на кручение при динамической нагрузке;

4) $n_{\tau_{\text{ст}}}$ — коэффициент запаса прочности полуоси при статической нагрузке.

Интервалы варьирования параметров упругой характеристики взяты в виде

$$0,2c_c \leq c \leq 5c_c,$$

$$0,2c_c \leq c' \leq 5c_c,$$

где c_c — жесткость полуоси серийной модели автомобиля.

Критерии 1, 2 следует минимизировать, а 3, 4 — максимизировать, кроме того $n_{\tau_{\text{дин}}}$ и $n_{\tau_{\text{ст}}}$ должны удовлетворять установленным ограничениям для деталей

автомобилей. Выбор оптимальных упругих параметров осуществляли решением многокритериальной задачи

$$-k_c, k_r, n_{\tau_{\text{дин}}}, n_{\tau_{\text{ст}}} \rightarrow \max \quad (14)$$

при ограничениях

$$0,2c_c \leq c \leq 5c_c;$$

$$0,2c_c \leq c' \leq 5c_c;$$

$$n_{\tau_{\text{дин}}}, n_{\tau_{\text{ст}}} \geq 1,4 \text{ или } n_{\tau_{\text{дин}}}, n_{\tau_{\text{ст}}} \geq 2,$$

где последние два критерия выражаются через варьируемые параметры в виде

$$n_{\tau_{\text{дин}}} = \frac{0,2\tau_{-1}d_c^3}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau\beta}M_{k_{\text{дин}}} + \Psi_\tau M_{k_{\text{ст}}}\right)^4 \sqrt[3]{\frac{c_c^3}{c}}}; \quad (15)$$

$$n_{\tau_{\text{ст}}} = \frac{0,2\tau_T d_c^3}{M_k} \sqrt[3]{\frac{c_c^3}{c}}, \quad (16)$$

где k_τ — коэффициент дисперсии при динамической нагрузке; β — коэффициент, характеризующий низкочастотную составляющую процесса; ε_τ — предельная деформация при динамической нагрузке; Ψ_τ — вейвлетная функция выносливости; τ_{-1} и τ_T — пределы выносливости и текучести при кручении; M_k — момент при установившихся режимах на k -м валу; $M_{k_{\text{ст}}}$ и $M_{k_{\text{дин}}}$ — средние статические и динамические моменты при установившихся режимах на k -м валу (при переходных режимах, соответственно, максимальные), d_c — диаметр серийной полуоси, c_c — жесткость серийной полуоси.

Для решения систем дифференциальных уравнений с нелинейностями (12) и (13) применяем метод статистической линеаризации, заменяя $F(\varphi)$ эквивалентным линейным членом $k_\varphi \varphi$ в статистическом смысле. По минимуму среднего квадрата разности между линейной и

нелинейной функциями [12] находим коэффициент эквивалентности k_3 для выражения (12)

$$k_3 = c\varphi + 3\mu D, \quad (17)$$

и выражения (13)

$$k_3 = c' - (c' - c)\varphi_0 \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{1}{\sigma}}, \quad (18)$$

где c — жесткость; φ — угол закрутки полуоси; φ_0 — угол закрутки полуоси, соответствующий точке излома кусочно-линейной характеристики; μ — коэффициент внутреннего трения; c' — жесткость, соответствующая точке излома кусочно-линейной характеристики; $D = \sigma^2$ — дисперсия напряжения σ на полуоси от действия возмущений P_c и P_r .

Дальнейший анализ уже линейной системы не представляет затруднений. Применяя изложенную выше методику, можно найти спектральные плотности и дисперсии D_{kc} и D_{kr} в зависимости от конструктивных параметров, только вместо параметра жесткости c полуоси будет находиться k_3 .

Пример расчета № 4. Особо следует рассмотреть вопрос о влиянии варьируемого упругого параметра полуоси на изменение собственных частот и вывод их из частотного диапазона воздействия основных возмущающих сил, иначе, вопрос о коррелированности задач снижения дисперсии основных воздействий и отстройки от резонанса первой собственной частоты. Для высших собственных частот проведен расчет и анализ на возникновение резонансов в диапазоне частот основных гармоник. Для автомобиля-тягача типа "УРАЛ", возможность возникновения резонанса 1,5 гармоники на 3-ей собственной частоте остается и при варьировании податливости полуоси, так как значение 3-ей собственной частоты не меняется, а АЧХ остается такой же. Аналогично, не меняются значительно ω_6 и ω_8 , особенно при увеличении податливости полуоси, а АЧХ остаются такими же, как и для серийной модели. Поэтому при решении задачи оптимизации нет необходимости включать критерии качества, учитывающие изменение высших собственных частот, а изменение ω_1 ввиду коррелированности с изменением АЧХ учитывается коэффициентами k_c и k_r .

Результаты оптимизационных расчетов для автомобиля-тягача, третий этап: допустимые и па-

Значение критериев
в наилучших паретовских точках

№ точек	K_1	K_2	K_3	K_4
104	-0,7495	-2,9868	2,6077	5,0150
24	-0,7500	-2,4504	2,4591	4,7291
152	-0,7503	-2,2356	2,3919	4,6001
88	-0,7506	-2,0486	2,3289	4,4789
...
20	-0,7542	-0,8295	1,7271	3,3215
148	-0,7545	-0,7903	1,6973	3,2642
84	-0,7547	-0,7541	1,6686	3,2091
...
75	-0,7568	-0,5432	1,4744	2,8355
44	-0,7574	-0,5060	1,4337	2,7572
172	-0,7578	-0,4891	1,4143	2,7199

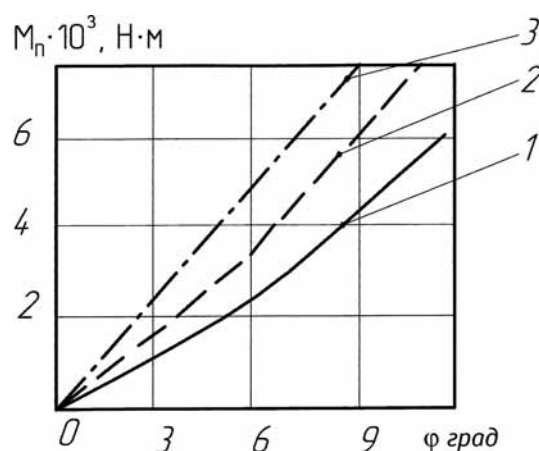


Рис. 1. Упругие характеристики полуоси:

1 — оптимальная при $n_{дин}, n_{ст} \geq 1,4$; 2 — оптимальная при $n_{дин}, n_{ст} \geq 2$; 3 — серийная

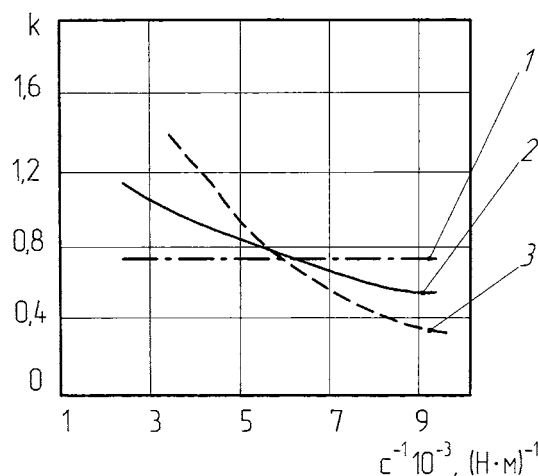


Рис. 2. Изменения коэффициентов снижения дисперсии в зависимости от податливости полуоси:

1 — k_c ; 2 — суммарный; 3 — k_r

ретовские модели (из числа пробных точек, удовлетворяющих критериальным ограничениям) приведены в табл. 4.

Таким образом, увеличение податливости полуоси приводит к резкому уменьшению амплитуд колебаний от возмущения P_r , дисперсия от возмущения P_c остается на одном и том же уровне. Полученные оптимальные упругие характеристики полуоси от действия момента на полуоси M_{Π} представлены на рис. 1. На рис. 2 представлены изменения коэффициентов снижения дисперсии колебаний от основных возмущающих воздействий в зависимости от изменения податливости полуоси.

Выводы

1. Расчеты показали, что при накладываемых ограничениях на коэффициенты запаса прочности $n_{\tau_{\text{дин}}}$, $n_{\tau_{\text{ст}}} \geq 1,4$ для установившегося режима работы автомобиля-тягача типа "УРАЛ", податливость полуоси допустимо увеличить до 2,1 раза, а при переходном режиме — до 1,3 раза. При ограничениях $n_{\tau_{\text{дин}}}$, $n_{\tau_{\text{дин}}} \geq 2$ для установившегося режима податливость полуоси допустимо увеличить в 1,4 раза, а при переходных режимах оставить равной серийной.

2. Установлено, что угол закрутки полуоси φ_0 , соответствующий точке излома кусочно-линейной характеристики, целесообразно принять равным углу закрутки вала при моменте, равном сумме статического и динамического при установившемся режиме, т. е. $\varphi_0 = (M_{km} + M_{ka})/c = 5 \div 6$.

3. Установлено влияние податливости полуоси заднего моста на изменение суммарной дисперсии с учетом баланса составляющих воздействий сопротивления движению P_c и воздействий неровностей дороги на колесный движитель P_r .

4. При линейном характере упругой характеристики уменьшение дисперсии колебаний от основных возмущений происходит за счет изменения динамических свойств системы, а именно АЧХ, которые значительно уменьшаются в диапазоне

частот воздействия заднего моста и практически не изменяются в диапазоне частот воздействия переднего моста.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Драгунов, Г. Д. Новая раздаточная коробка для АТС высокой проходимости [Текст] / Г. Д. Драгунов, П. В. Яковлев, Е. П., Гонгарев, А. Н. Мартынов // Автомобильная промышленность, 2010. — № 7. — С. 18–20.
2. Драгунов, Г. Д. Влияние усилия, приложенного к механизму управления раздаточной коробки новой схемы, на время переключения и динамическую нагруженность трансмиссии [Текст] / Г. Д. Драгунов, П. В. Яковлев // Грузовик, 2010. — № 12. — С. 2–10.
3. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. — М.: Наука. — 1981. — 107 с.
4. Свитачев, А. И. Моделирование и оптимизация динамической нагруженности силовых передач транспортных машин: Дис. ... доктора технических наук / А. И. Свитачев. — Иркутск. — 2005.
5. Вейц, В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов [Текст] / В. Л. Вейц, М. З. Колковский, А. Е. Кочура. — М.: Наука, 1984. — С. 41–49, 169–185, 302–312.
6. Барский, И. Б. Динамика трактора [Текст] / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутков. — М.: Машиностроение, 1973. С. 7–65, 259–276.
7. Артоболевский, И. И. Постановка и решение задач оптимального проектирования машин [Текст] / Артоболевский И. И. и др. // Машиноведение. — 1977. — № 5. — С. 15–23.
8. Годжаев, З. А. Совершенствование динамических характеристик силовых передач тракторов на основе методов многокритериальной оптимизации: Дис. ... докт. техн. наук / З. А. Годжаев. — М., 1994.
9. Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний [Текст] / В. Л. Бидерман. — М.: Выssh. школа, 1980. — С. 219–225.
10. Альгин, В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора [Текст] / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. — Минск: Наука и техника. — 1986. — 214 с.
11. Анилович, В. Я. Упругодемпфирующие характеристики элементов трактора [Текст] / В. Я. Анилович, И. Ш. Чернявский, И. В. Травкин, В. Д. Величко // Ремонт машин и технология металлов: Тр. — МИИСП. — М., 1974. Т. XI. Вып. 4. Ч. II. — С. 103–109.
12. Болотин, В. В. Методы теории вероятностей и теории надежностей в расчетах сооружений [Текст] / В. В. Болотин. — М.: Стройиздат. 1981. — С. 52–62, 74–88.

Использование смесей нефтяного дизельного топлива с растительными маслами и их эфирами в дизелях

Исследован состав биотоплив, синтезированных из рапсового и льняного масел. Приведены результаты экспериментального исследования дизеля типа Д-245.12С на смесях нефтяного дизельного топлива с рапсовым маслом и метиловым эфиром рапсового масла с содержанием указанных биотоплив до 60 %. Показана возможность существенного уменьшения выброса с отработавшими газами токсичных веществ при использовании смесевых биотоплив.

Ключевые слова: дизель, дизельное топливо рапсовое масло, метиловый эфир рапсового масла, льняное масло.

Несмотря на имеющиеся в периодической печати пессимистические прогнозы [1, 2], производство биодизельных топлив на основе растительных масел продолжает расширяться. Так, в 2005 г. объем производства биодизельного топлива в странах Евросоюза (ЕС) составил около 3,5 млн т (рис. 1), в 2009 г. его выпуск достиг 12 млн т, а в 2011 г. планируется произвести уже около 18 млн т этого топлива [3].

Еще сравнительно недавно биодизельное топливо в Европе производилось почти исключительно из рапсового масла. В 2001 г. из всего выпускаемого в странах ЕС биодизельного топлива 84 % составлял метиловый эфир рапсового масла, 13 % — метиловый эфир подсолнечного масла, по 1 % — сложные эфиры, производимые из соевого масла, пальмового масла и остальных масел [4]. К 2010 г. сырьевая база для производства биодизельных топлив в странах ЕС заметно расширилась. Доля рапсового масла, выращиваемого в этих странах как сырьё для выпуска

моторных топлив сократилась до 63 % (рис. 2) [3]. Но следует отметить, что возросла до 13 % доля импортируемых растительных масел (в том числе рапсового). Заметная доля сырьевых ресурсов приходится на животные жиры (9 %) и фритюрные растительные масла (5 %).

В условиях Российской Федерации весьма привлекательным представляется использование для производства биодизельного топлива подсолнечного масла. Если в мировом производстве растительных масел ведущее место занимают соевое и рапсовое масла, то в России наиболее распространенным растительным маслом является подсолнечное (рис. 3) [5]. Это растительное масло вызывает дополнительный интерес еще и потому, что производство биодизельного топлива может быть организовано из отработанного фритюрного подсолнечного масла, широко применяемого в пищевой промышленности и системе общественного питания.

В качестве топлива для дизелей используются различные топлива, получаемые из растительных масел. Это чистые растительные масла (рапсовое, соевое, подсолнечное, пальмовое, пальмоядровое, кокосовое, кукурузное, льняное и др.). Применяются смеси растительных масел с нефтяными и альтернативными топливами, эмульсии растительных масел с водой, спиртами и другими альтернативными топливами, сложные эфиры растительных масел [4].

Непосредственное применение растительных масел в качестве биодизельного топлива может со временем привести двигатель к выходу из строя. Этот факт отмечается многими исследователями [6—9]. Смешивание растительного масла с нефтяным дизельным топливом пол-

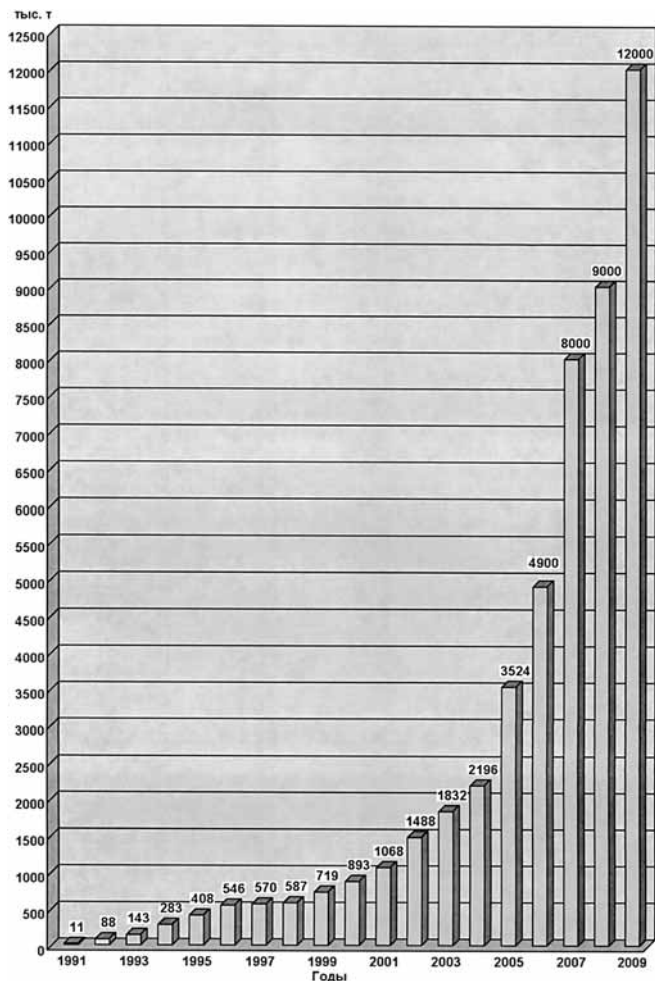


Рис. 1. Производство биодизельного топлива в странах Евросоюза

ностью не решает проблему лако- и нагарообразования, закоксовывания форсунок, загрязнения моторного масла.

Для централизованного снабжения топливом автотранспорта больших городов в большей степени пригодны сложные эфиры растительных масел — мети-

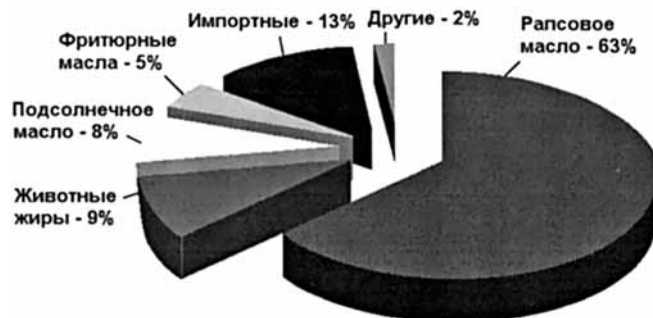


Рис. 2. Сырьевая база для производства биодизельного топлива в странах ЕС в 2010 г.

ловые, этиловые и бутиловые, получаемые путем обработки растительных масел спиртами (соответственно метанолом, этанолом и бутанолом) [4]. Причем сложные эфиры растительных масел можно получить из различных растительных масел — рапсового, соевого, пальмового, подсолнечного и др. Эти эфиры не могут быть описаны простой химической формулой, поскольку являются смесями эфиров различных жирных кислот, входящих в состав растительных масел.

Физико-химические свойства таких эфиров в большей степени приближены к свойствам нефтяного дизельного топлива по сравнению с растительными маслами, но имеются и отличия. В первую очередь следует отметить пониженную по сравнению с растительными маслами вязкость указанных

БИОЛОГОУЧЕ



Рис. 3. Валовой сбор маслосемян в мире (а) и в России (б)

эфиров, а также их повышенное цетановое число, которое сопоставимо или даже превосходит цетановое число нефтяного дизельного топлива.

При обсуждении особенностей работы дизеля на метиловых эфирах растительных масел мнения исследователей расходятся [10—13]. Распространенным является точка зрения о том, что этот вид топлива очень перспективен, но при его использовании могут возникнуть проблема отложений кокса на деталях, образующих камеру сгорания (КС), и необходимость повышения стабильности биотоплив при длительном хранении. Также отмечаются проблемы использования таких топлив, вызванные их повышенной вязкостью и меньшей теплотой сгорания по сравнению с нефтяным дизельным топливом (ДТ) при практически одинаковых цетановых числах, температурах кипения и молекулярной массе [12]. Для оценки этих эфиров как моторных топлив необходимо провести анализ их физико-химических свойств.

Основным компонентом растительных масел являются триацилглицериды — сложные эфиры высших алифатических, в основном непредельных, кислот и трехатомного спирта — глицерина [14]. Триацилглицериды не являются природными полимерами, но их молекулярная масса довольно велика (колеблется в пределах 800—900 г/моль). Вследствие этого давление паров растительных масел очень мало. Осуществить их перегонку при атмосферном давлении и определить фракционный состав расти-

тельных масел достаточно сложно — при атмосферном давлении они перегоняются с разложением.

Для исследования термодеструкции и изменения физико-химических свойств сложных эфиров глицерина и высших карбоновых (жирных) кислот использована термическая обработка рапсового и льняного масла в стандартном аппарате для определения фракционного состава. Исследовалось высокоолеиновое рапсовое масло (РМ) с содержанием олеиновой кислоты 59,1 %. Олеиновая кислота имеет в углеводородном радикале только одну двойную связь. Льняное же масло отличается самым высоким содержанием линоленовой кислоты (46,7 %), которая имеет три двойные связи. Жирнокислотный состав масел определен методом газовой хроматографии и представлен в табл. 1. Предполагалось, что триацилглицериды льняного масла, содержащие остаток кислоты с большим числом кратных (двойных) связей будут более подвержены термическому воздействию, чем триацилглицериды высокоолеинового рапсового масла. Большинство других растительных масел имеют в своем составе промежуточное количество олеиновой, линоленовой и линолевой (две двойные связи) кислот. Следовательно, при термодеструкции изменение их свойств будет укладываться в интервал, заданный продуктами деструкции рапсового и льняного масел.

Для определения фракционного состава использовано стандартное оборудование — аппарат, представленный на рис. 4. Он содержит колбу

Таблица 1

Жирнокислотный состав рапсового и льняного масел

№	Жирная кислота	Формула состава	Молекулярная масса, г/моль	Содержание, %	
				Рапсовое масло	Льняное масло
1	Лауриновая	$C_{12}H_{24}O_2$ (или С 12:0)	200,32	0,0099	—
2	Миристиновая	$C_{14}H_{28}O_2$ (или С 14:0)	228,38	0,0497	7,5638
3	Пентадекановая	$C_{15}H_{30}O_2$ (или С 15:0)	242,40	—	3,6474
4	Пальмитиновая	$C_{16}H_{32}O_2$ (или С 16:0)	256,43	4,7206	6,4595
5	Пальмитолеиновая	$C_{16}H_{30}O_2$ (или С 16:1)	254,41	0,2584	—
6	Стеариновая	$C_{18}H_{36}O_2$ (или С 18:0)	284,48	1,9777	2,2485
7	Олеиновая	$C_{18}H_{34}O_2$ (или С 18:1)	282,47	59,1609	7,8893
8	Линолевая	$C_{18}H_{32}O_2$ (или С 18:2)	280,45	21,2276	23,319
9	Линоленовая	$C_{18}H_{30}O_2$ (или С 18:3)	278,44	9,2125	46,7301
10	Арахидиновая	$C_{20}H_{40}O_2$ (или С 20:0)	312,54	0,6658	2,1427
11	Гадолеиновая	$C_{20}H_{38}O_2$ (или С 20:1)	310,59	1,3416	—
12	Бегеновая	$C_{22}H_{44}O_2$ (или С 22:0)	340,59	0,3578	—
13	Эруковая	$C_{22}H_{42}O_2$ (или С 22:1)	338,57	0,1491	—
14	Лигноцериновая	$C_{24}H_{48}O_2$ (или С 24:0)	368,64	0,1292	—
15	Нервоновая	$C_{24}H_{46}O_2$ (или С 24:1)	366,63	0,1193	—

Примечание. В скобках указано число атомов углерода в молекуле жирной кислоты (например С 12), а после знака ":" — число двойных связей между этими атомами (например С 12:0).

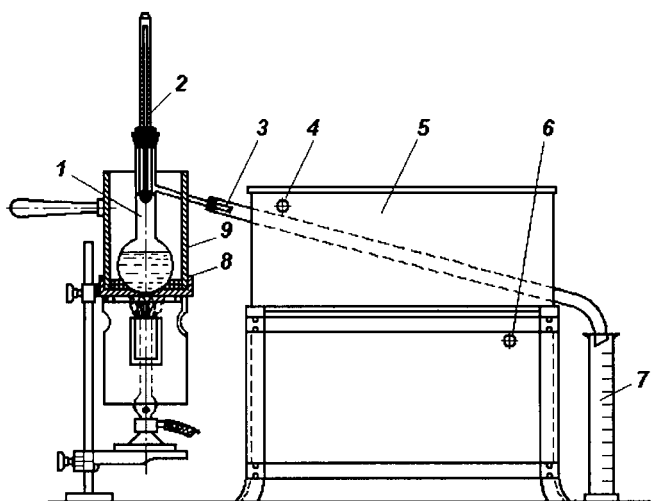


Рис. 4. Стандартный аппарат для определения фракционного состава:

1 — колба Вюрца; 2 — термометр; 3 — трубка холодильника; 4, 6 — патрубки для ввода и отвода воды; 5 — ванна холодильника; 7 — мерный цилиндр; 8 — теплоизоляционная прокладка; 9 — кожух

Вюрца 1 объемом 150 мл, в которую наливается 100 мл растительного масла. В шейку колбы вставляют термометр 2 с градуировкой от 0 до 360 °С. При этом ось термометра совпадает с осью шейки колбы, а верх ртутного шарика находится на уровне отводной трубки в месте ее присоединения. Трубка 3 холодильника соединяется с отводной трубкой колбы при помощи пробки. Отводная трубка колбы входит в трубку холодильника на 25—40 мм и не касается ее стенок. Охлаждение производится проточной водой, которая подается через нижний патрубок и отводится через верхний патрубок. Температура отходящей воды не превышает 30 °С.

В собранном приборе колба стоит строго вертикально на теплоизоляцион-

ной прокладке 8 нижней половины кожуха. Колба закрывается верхней частью кожуха 9. Мерный цилиндр, которым отмеряется топливо, не высушивая, ставят под нижний конец трубки холодильника так, чтобы трубка холодильника входила в цилиндр не менее чем на 25 мм, но не ниже отметки 100 мл. Отверстие цилиндра закрывается ватой или фильтрованной бумагой. Записывается барометрическое давление. После сборки прибора колба равномерно нагревается электронагревателем с плавным регулированием мощности. Топливо испаряется, пары конденсируются в холодильнике, и конденсат поступает в мерный цилиндр. Скорость нагревания регулируется так, чтобы от начала обогрева до

падения первой капли дистиллята в приемник прошло не менее 5 и не более 10 мин. Температура, при которой в мерный цилиндр падает первая капля, отмечается как температура начала кипения. Дальнейшая интенсивность нагрева должна обеспечивать равномерную скорость перегонки с отбором 4—5 мл дистиллята в 1 мин, что примерно соответствует 20—25 каплям в 10 с. После отгонки 90 % топлива нагрев регулируется так, чтобы до конца разгонки, т. е. до выключения нагрева, прошло 3—5 мин. Обогрев выключается в тот момент, когда объем фракций в мерном цилиндре станет равным 96 % исходного объема топлива. При разгонке измерения проводятся с точностью до 0,5 мл и до 1 °С. В табл. 2 приве-

Таблица 2

Физико-химические характеристики исходных растительных масел и продуктов их термодеструкции

Физико-химические характеристики	Рапсовое масло		Льняное масло	
	исходное	продукт деструкции	исходное	продукт деструкции
Плотность при 20 °С, кг/м ³	920,0	872,0	935,0	879,0
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с	60,3	15,3	58,6	14,8
Кислотное число, мг КОН/1 г масла	0,4	1,5	0,5	1,6
Температура вспышки, °С	170	132	166	128
Температура застывания, °С	-22	-15	-26	-13
Йодное число, г I ₂ /100 г масла	121	136	172	183

дены физико-химические характеристики исходных растительных масел и продуктов их термодеструкции.

По результатам исследований можно отметить следующее. Температура вспышки и застывания продуктов деструкции ниже, чем у исходных масел, что доказывает расщепление связей углерод—углерод и разукрупнение молекул триацилглицеринов. Молекулярная масса и размер молекул уменьшаются, что влечет за собой снижение плотности и кинематической вязкости по сравнению с исходными маслами. Но и плотность, и вязкость все еще сильно отличаются от соответствующих характеристик нефтяного дизельного топлива. Несколько увеличивается и йодное число продуктов деструкции, что доказывает образование большего числа двойных связей, чем в исходных маслах. Увеличение такого показателя как кислотность указывает, что кроме реакций деструкции в присутствии кислорода воздуха протекают и реакции окисления образующихся органических соединений. Это повышает коррозионную агрессивность продукта деструкции как предполагаемого компонента смесового дизельного топлива.

Поскольку физико-химические свойства продуктов термической деструкции растительных масел определяются их строением, исследован компонентный состав полученных продуктов. Они были разделены на четыре фракции. Для определения строения продуктов термической обработки (в том числе идентификации функциональных групп) применен метод инфракрасной спектроскопии по идентификации основных полос поглощения с использованием ИК-Фурье спектрометра "Infracum FT-801" и метод электронной спектроскопии с применением спектрофотометра "Спектроскан 2000". Анализ ИК-спектров льняного и рапсового масел показал их практически идентичность, так как их составы довольно близки между собой, а функциональные группы, присутствующие в молекулах масел, тождественны. Незначительно различаются на этих спектрах частотные характеристики сигналов, соответствующих углеродному скелету жирно-кислотных фрагментов молекулы, что легко объяснимо имеющимися различиями в количественном составе.

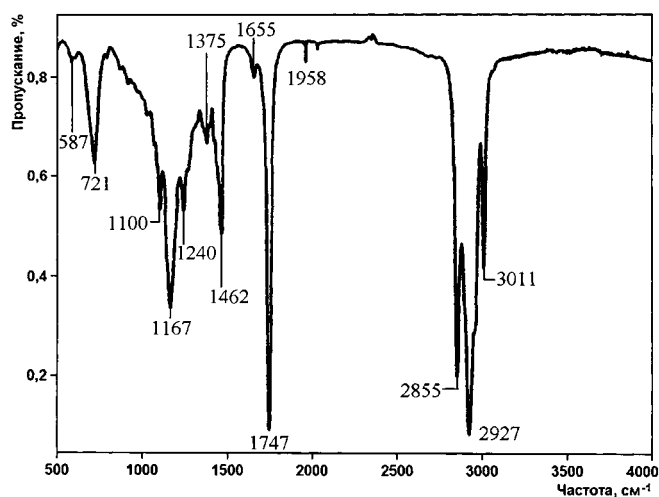


Рис. 5. ИК-спектр рапсового масла

Проведенный анализ характеристических полос спектров исследуемых соединений показал следующее.

Для сложных эфиров прежде всего характерны полосы валентных колебаний карбонильной группы (связи C=O). К ним следует отнести сильную полосу при 1747 см^{-1} (рис. 5) Для карбоновых кислот эти же колебания находятся в интервале $1725\text{—}1700\text{ см}^{-1}$ (димеры кислот) или при 1760 см^{-1} (мономеры кислот). Кроме того, для кислот характерны колебания свободной или связанной гидроксильной группы, лежащие в области $3550\text{—}3500\text{ см}^{-1}$ (свободная группа), $3300\text{—}2500\text{ см}^{-1}$ (широкая слабая полоса связанной гидроксильной группы), $955\text{—}890\text{ см}^{-1}$ (любая гидроксильная группа). Характеристические полосы в этих областях не наблюдаются, что свидетельствует о том, что свободные карбоновые кислоты в РМ практически отсутствуют. Это подтверждает и сравнительно небольшое значение кислотных чисел (см. табл. 2).

Для эфиров высших карбоновых кислот характерны также валентные колебания связи —C—O в области $1200\text{—}1170\text{ см}^{-1}$. Этим колебаниям в спектре, вероятно, соответствуют (см. рис. 5) полосы при 1167 см^{-1} или 1240 см^{-1} . Наличие двойных связей типа $\text{CHR}=\text{CHR}'$ характеризуется набором соответствующих полос. Полосы деформационных колебаний располагаются, как правило, для транс-изомеров в области $1310\text{—}1290\text{ см}^{-1}$, для цис-изомеров в области $1420\text{—}1400\text{ см}^{-1}$. Полосы валентных колебаний располагаются и для транс-изомеров и для цис-изомеров в области

3040—3010 см^{-1} . В состав триглицеридов входят остатки высших непредельных карбоновых кислот. Известно, что в природных маслах непредельные фрагменты молекул находятся в цис-конфигурации.

Вероятно, в спектре рапсового масла колебания при 3011 см^{-1} (см. рис. 5) относятся к валентным колебаниям связи С—Н, а в области 721 см^{-1} — к неплоским деформационным колебаниям той же связи непредельного соединения в цис-конфигурации. Полосы колебаний 2927, 2855 и 1462 см^{-1} следует отнести соответственно к асимметричным, симметричным и ножничным валентным колебаниям групп — CH_2 —. Широкая полоса в области 3400—3200 см^{-1} , характерная для полиассоциированных гидроксильных групп, в спектре отсутствует, что позволяет исключить присутствие в смеси молекул свободного глицерина.

Спектры продуктов термической обработки заметно отличаются от спектров исходных масел. Так, в спектре (рис. 6) первой фракции перегонки рапсового масла (ее плотность 814 $\text{кг}/\text{м}^3$, намного меньше плотности исходного масла) отсутствует полоса валентных колебаний карбонильной группы (связи С=О), соответствующая сложным эфирам (1745 см^{-1}). Но имеется новая интенсивная полоса, сдвинутая в низкочастотную область, что со-

ответствует димерам карбоновых кислот: 1713 см^{-1} . Кроме того, наблюдаются характерные для кислот колебания гидроксильной группы, лежащие в области 3420 см^{-1} (широкая слабая полоса). Отсюда можно сделать вывод о том, что в первые же минуты перегонки образуются карбоновые кислоты, увеличивающие коррозионную агрессивность масла как компонента смесового биотоплива.

Одна из полос (при 3011 см^{-1}), отнесенная в спектре рапсового масла к валентным колебаниям связи С—Н непредельного соединения в цис-конфигурации, в спектре продукта перегонки отсутствует. Но при этом полоса в области 724 см^{-1} (см. рис. 6), относящаяся к неплоским деформационным колебаниям той же связи, становится менее интенсивной, но не исчезает. Одновременно в спектре появляются новые полосы при 966 и 1287 см^{-1} , соответствующие неплоским и плоским деформационным колебаниям двойной связи в более устойчивой транс-конфигурации. Это является доказательством того, что при термодеструкции происходит цис-транс-изомеризация двойных связей (такая же изомеризация происходит, например, и при каталитическом гидрировании растительных масел при производстве маргарина). Присутствие непредельных соединений в транс-конфигурации приводит к увеличению температуры плавления и кипения, что влечет за собой неполное сгорание растительных масел в случае их использования как компонентов смесового биотоплива. Слабая полоса при 2676 см^{-1} относится к колебаниям карбонильной группы алифатических альдегидов, являющихся промежуточными продуктами окисления углеводов. Полосы в области 911 и 941 см^{-1} характеризуют неплоские деформационные колебания алкенов с концевой двойной связью. Уже в начале перегонки происходит термодеструкция угле-

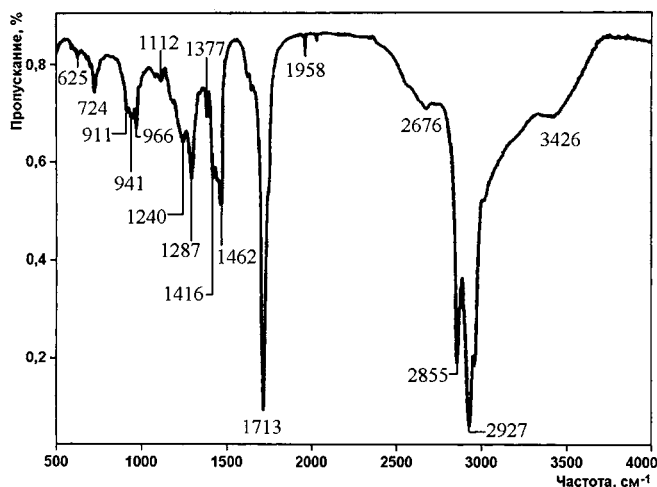


Рис. 6. ИК-спектр продукта деструкции рапсового масла, фракция 258—280 °С

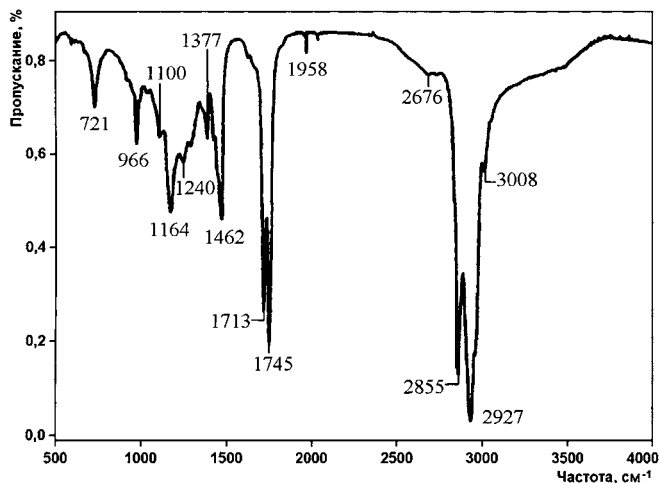


Рис. 7. ИК-спектр продукта деструкции рапсового масла, фракция 280—360 °С

водородных радикалов карбоновых кислот, входящих в состав триацилглицеринов, при этом в месте разрыва связи углерод-углерод возникает концевая двойная связь. При высокой температуре увеличение содержания непредельных соединений в результате термодеструкции приводит к повышению скорости реакций полимеризации и поликонденсации, следствием чего может являться нагаро- и лакообразование на деталях двигателя при использовании РМ в качестве топлива.

Спектр второй фракции перегонки РМ (рис. 7) отличается от двух уже описанных спектров. Так, в спектре одновременно присутствуют полоса валентных колебаний карбонильной группы (связи $C=O$), соответствующая сложным эфирам (1745 см^{-1}), и еще практически равная по интенсивности более низкочастотная полоса, соответствующая димерам карбоновых кислот: 1713 см^{-1} . Также наблюдаются характерные для кислот колебания гидроксильной группы, лежащие в области 3450 см^{-1} (широкая слабая полоса). При повышении температуры продолжается образование карбоновых кислот, но еще более интенсифицируются полимеризационные процессы триацилглицеринов и образуются полимерные соединения, содержащие сложно-эфирную связь. Образование полимерных соединений подтверждается увеличением плотности этой фракции (954 кг/м^3 , что выше, чем у исходного РМ). Полоса валентных колебаний связи $C-H$ непредельного соединения в цис-конфигурации в спектре данной фракции едва заметна, полоса в области 721 см^{-1} , относящаяся к

неплоским деформационным колебаниям той же связи, менее интенсивна, чем в спектре РМ. Появившиеся в спектре первой фракции новые полосы при 966 и 1287 см^{-1} , соответствующие неплоским и плоским деформационным колебаниям двойной связи в транс-конфигурации, присутствуют и во второй фракции, хотя полоса при 1287 см^{-1} стала менее интенсивной. Это является доказательством того, что при увеличении температуры цис-транс-изомеризация двойных связей не прекращается. А вот полосы в области 911 и 941 см^{-1} практически исчезли, что свидетельствует или о замедлении процессов термодеструкции углеводородных радикалов карбоновых кислот и образования новых непре-

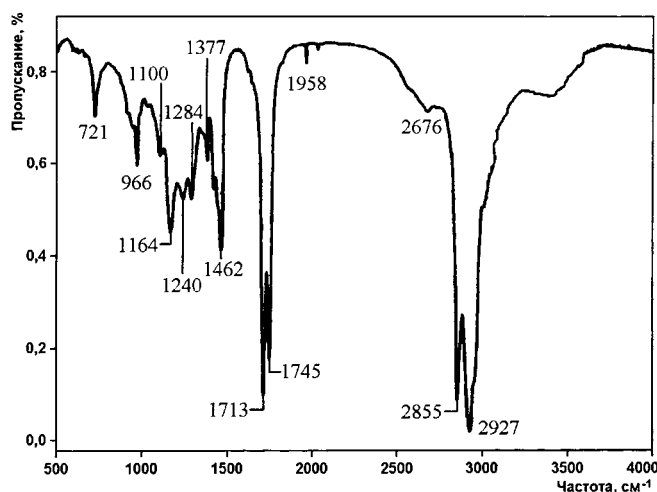


Рис. 8. ИК-спектр продукта деструкции рапсового масла, фракция 360—300 °С

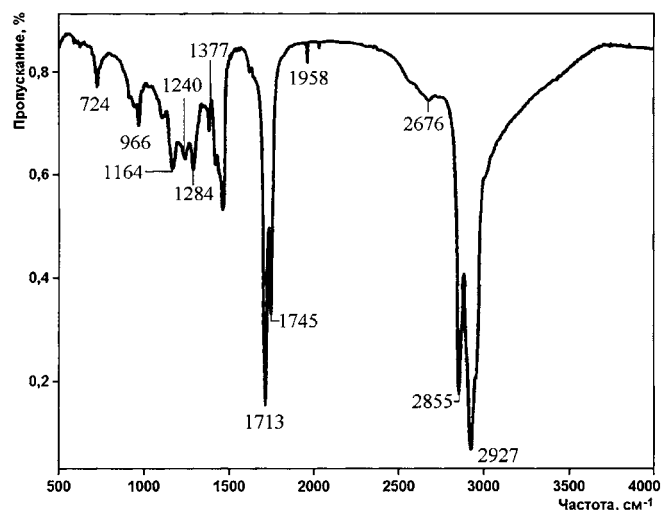


Рис. 9. ИК-спектр продукта деструкции рапсового масла, фракция 300—268 °С

дельных соединений с концевой двойной связью, или о том, что вновь возникающие соединения вступают в реакции полимеризации как раз по этой связи.

Спектры третьей и четвертой фракций перегонки РМ довольно близки по своей структуре к спектру второй фракции (рис. 8 и 9). Следует отметить, что при продолжающемся нагревании увеличения температуры выделяющихся фракций не отмечается. Напротив, температура паров снижается, при этом все более интенсивной становится полоса при 1713 см^{-1} , характерная для карбоновых кислот. Следовательно, при продолжительном нагревании увеличивается скорость деструктивных и окислительных процессов, а значит и коррозионная агрессивность масел как компонентов смесевых биодизельных топлив. Полимеризационные процессы при этом продолжают, так как плотность последних фракций становится еще выше (962 кг/м^3). Также снижается интенсивность полосы, характерной для цис-конфигурации двойной связи, что может быть связано с продолжающейся при высоких температурах цис-транс-изомеризацией.

При сравнении электронных спектров исходного льняного масла и продуктов его термической обработки (рис. 10 и 11) четко видно возникновение после обработки нового длинноволнового максимума ($\lambda_{\text{max}} = 680\text{ нм}$). Это позволяет сделать вывод о присутствии в продукте обработки соединений с сопряженными кратными связями (в том числе высокомолекулярных смолообразных соединений) или веществ, содержащих электронодонорные или электроноакцепторные группы в сопряженном положении к кратным связям (например непредельные карбоновые кислоты, терпены и т. п.).

Электронные спектры поглощения продуктов деструкции льняного масла (фракции 2—4, рис. 12—14) очень похожи. В длинноволновой области поглощение становится еще более интенсивным, что свидетельствует о возникновении молекул с развитой цепью сопряженных

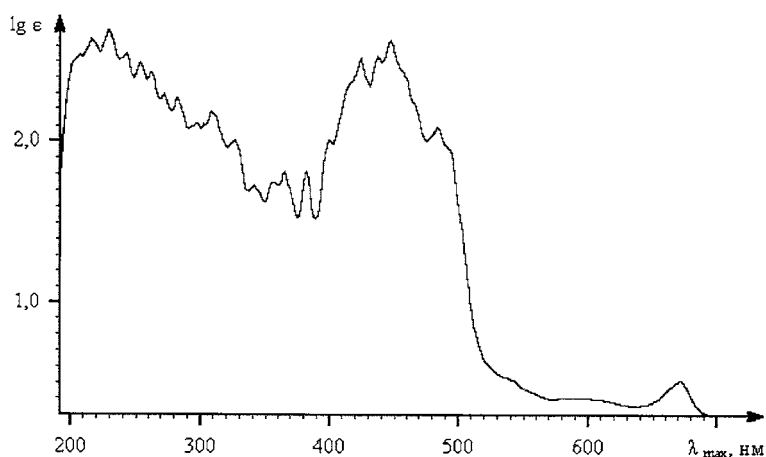


Рис. 10. Электронный спектр поглощения льняного масла

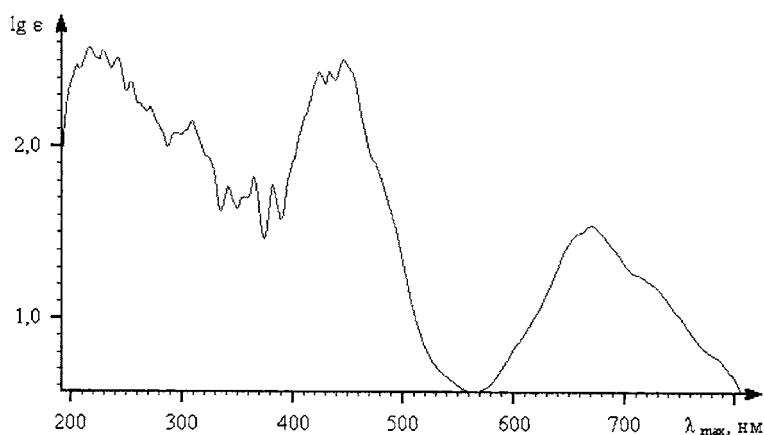


Рис. 11. Электронный спектр поглощения продукта деструкции льняного масла, фракция 258—280 °С

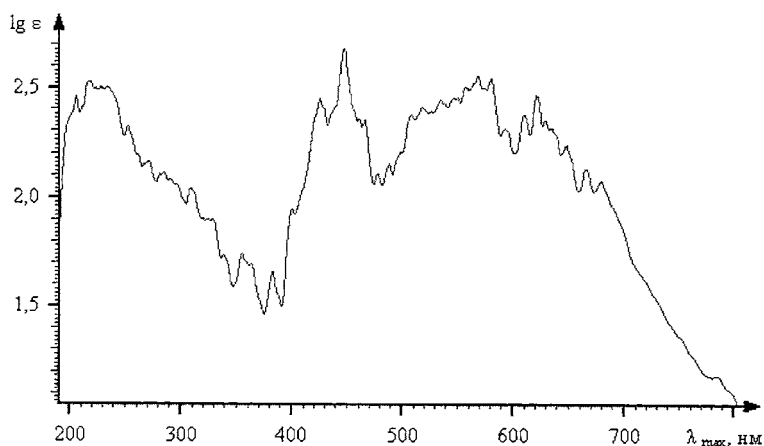


Рис. 12. Электронный спектр поглощения Lgε льняного масла, фракция 280—360 °С

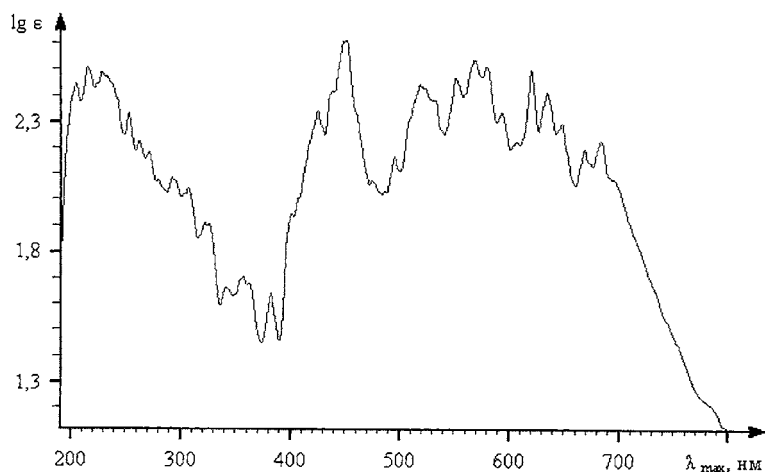


Рис. 13. Электронный спектр поглощения продукта деструкции льняного масла, фракция 360—300 °С

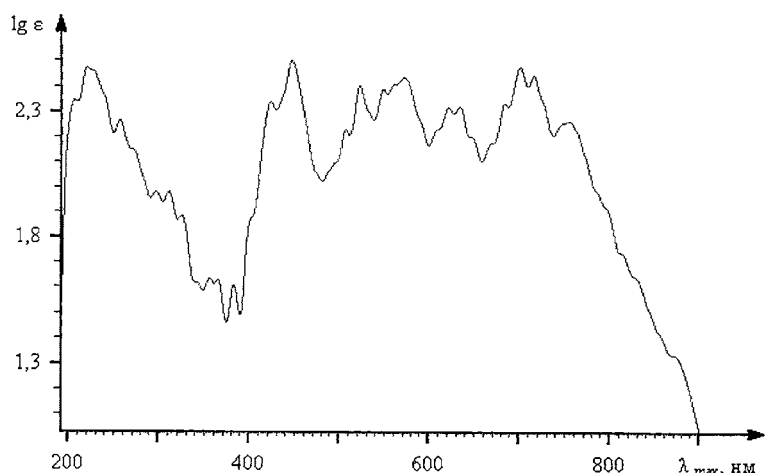


Рис. 14. Электронный спектр поглощения продукта деструкции льняного масла, фракция 300—268 °С

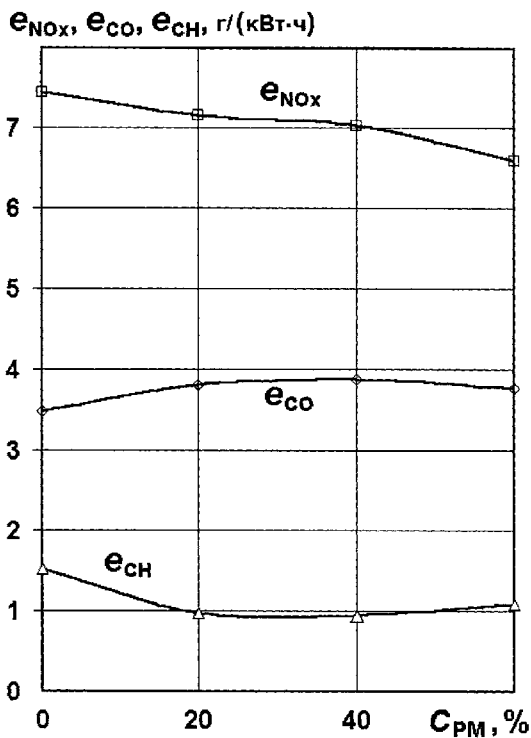
связей, образовавшихся в процессе окисления и полимеризации.

Таким образом, проведенный анализ показал, что основным процессом, протекающим при нагреве растительных масел, является процесс разложения и возгонки продуктов термоокислительной деструкции. Температура начала термического разложения растительных масел составила 160—190 °С (с выделением акролеина). Перегонка продолжалась до температуры около 300—310 °С. Наличие пиков на кривых разгонки свидетельствует о протекании окислительных превращений в растительных маслах. В процессе перегонки происходит термическое разложение компонентов биодизельного топлива с образованием карбоновых кислот и непредельных соединений меньшей молекулярной массы, что может

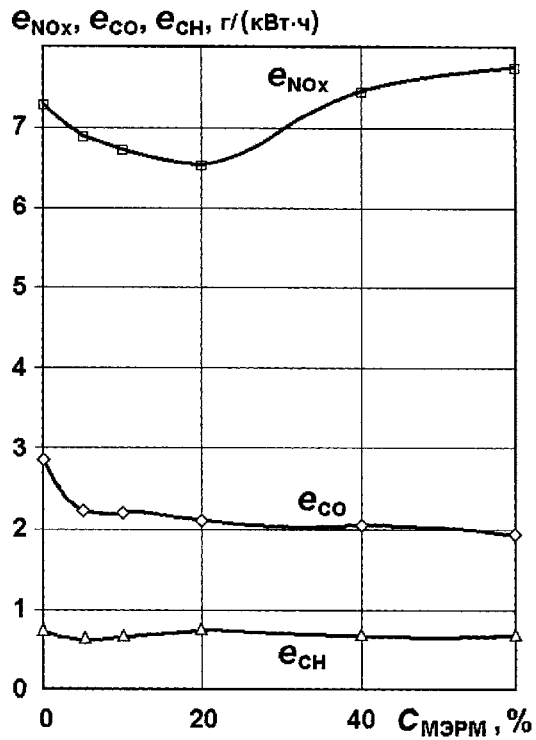
привести к повышению коррозионной агрессивности биодизельных топлив.

Вместе с тем, повышенная коррозионная активность продуктов разложения растительных масел не является критической и может быть существенно снижена при использовании смесей растительных масел и продуктов их переработки с нефтяным дизельным топливом. Экспериментальные исследования ряда отечественных дизелей на смесях нефтяного ДТ топлива с растительными маслами и их эфирами [15—20] подтвердили возможность использования этих топлив. В условиях Российской Федерации перспективно производство биотоплив на основе рапсового масла [4]. Для снабжения моторными топливами транспорта и сельскохозяйственной техники в наибольшей степени подходят смеси нефтяного ДТ с РМ и метиловым эфиром рапсового масла (МЭРМ). При проведении экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С на смесях ДТ и РМ с содержанием последнего от 5 до 60 %, длившихся около 100 ч, значительного коксообразования на деталях КС и распылителях форсунок отмечено не было. В то же время в ряде работ отмечается, что при длительных испытаниях дизелей на чистых растительных маслах возможны закоксовывание распылителей форсунок и потеря подвижности поршневых колец [6—10]. Поэтому желательно использовать в качестве моторного топлива смеси ДТ с РМ или МЭРМ с небольшим содержанием указанных биотоплив.

Испытания отечественных дизелей показали, что добавка рапсового масла к дизельному топливу до 50 % без дополнительной регулировки обеспечивает их работу без снижения мощности и эффективного КПД [4]. Выбросы нормируемых токсичных компонентов зависят от концентрации РМ в ДТ. Для дизелей разных марок влияние концентрации РМ на выбросы токсичных компонентов ОГ различно и зависит от конструкции дизеля, организации процесса смесеобразования и сгорания, режима работы и т. д. Однако для всех дизелей добавка РМ в топливо существенно снижает дымность ОГ.



а)



б)

Рис. 15. Влияние содержания в смесевом биотопливе рапсового масла C_{PM} (а) и метилового эфира рапсового масла $C_{MЭPM}$ (б) на удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx} , монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CHx} с ОГ дизеля типа Д-245.12С, работающего на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла по Правилам ЕЭК ООН № 49

В дизеле типа Д-245.12С добавление РМ к ДТ в количестве до 25—40 % приводит к некоторому увеличению мощности и крутящего момента [15]. Повышение удельного расхода топлива пропорционально уменьшению теплоты сгорания топлива при добавлении РМ, имеющего меньшую энергоёмкость, чем ДТ. Снижение дымности ОГ наиболее существенно на режиме максимального крутящего момента. По представленным на рис. 15, а интегральным характеристикам удельных массовых выбросов токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла (Правила ЕЭК ООН R49) можно отметить, что при увеличении содержания РМ в смеси с нефтяным ДТ только выброс монооксида углерода CO повышается, по остальным компонентам отмечается снижение вредных выбросов.

Испытания дизеля типа Д-245.12С на нефтяном ДТ с добавкой МЭРМ показали аналогичное влияние этой добавки на мощностные, экономические и экологические показатели [16]. Добавление МЭРМ приводит к снижению дымности ОГ на режимах полной нагрузки. Уменьшение дымности ОГ при добавке МЭРМ и РМ объясняется повышением содержания кислорода в топливе, причем концентрация кислорода больше в тяжелых фракциях, которые догорают в последнюю очередь в пристеночных зонах КС с недостатком кислорода.

При использовании в качестве биодобавки МЭРМ интегральные выбросы монооксида углерода CO , наоборот, существенно уменьшаются уже при добавке МЭРМ в топливо в количестве до 5 % (рис. 15, б). Дальнейшее увеличение содержания МЭРМ в смесевом биотопливе мало сказывается на выбросах CO . Эмис-

сия несгоревших углеводородов CН_x практически не изменяется при добавке МЭРМ. Более сложный характер имеет зависимость выбросов оксидов азота NO_x от содержания МЭРМ в смесевом биотопливе. Минимальное значение выбросов оксидов азота NO_x обеспечивается при концентрации МЭРМ 15–25 % в смесевом биотопливе, а при концентрации более 40 % выбросы NO_x становятся больше чем при работе на дизельном топливе.

Следует отметить, что полученный эффект от добавки РМ или МЭРМ в смесевое биотопливо достигнут без доводки процессов в дизеле, которые оптимизированы для работы на дизельном топливе. Биодобавка в ДТ меняет физико-химические характеристики топлива, которые изменяют качество протекания процессов и их оптимизация нарушается. При доведении процессов дизеля при работе на смеси с заданной концентрацией РМ или МЭРМ показатели могут быть улучшены.

Необходимо отметить, что термодеструкция растительных масел в камере сгорания дизеля не является непреодолимым препятствием для использования растительных масел и продуктов их переработки в качестве моторного топлива. РМ или МЭРМ могут быть наиболее эффективно использованы в качестве моторных топлив в виде биодобавки к нефтяному ДТ, улучшающей экологические характеристики дизеля. Ресурсы по производству рапсового масла позволяют заменить до 50 % нефтяной составляющей в топливе для дизелей. РМ и МЭРМ могут добавляться к ДТ (до 30 %) без дополнительной регулировки дизеля с сохранением его мощности и КПД, что позволяет внедрять эти топлива без переделки существующих дизелей. Использование РМ и МЭРМ в качестве добавок к нефтяному топливу приводит к улучшению экологических характеристик дизеля практически по всем составляющим во всей области рабочих режимов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Володин, В. М.** Биотопливо и производство продуктов питания [Текст] / В. М. Володин, П. Д. Лупачев, В. С. Гольнев // Транспорт на альтернативном топливе, 2009. — № 5. — С. 69–71.
2. **Шахов, А. В.** Производить биодизель в Германии невыгодно [Текст] / А. В. Шахов // Сельский механизатор, 2008. — № 7. — С. 44.
3. **Биоэнергетика:** Мировой опыт и прогнозы развития [Текст] / Л. С. Орсики, Н. Т. Сорокин, В. Ф. Федоренко и др. Под ред. В. Ф. Федоренко. М.: ФГНУ "Росинформгротех", 2008. — 404 с.
4. **Девянин, С. Н.** Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. — 340 с.
5. **Ашпина, О.** Рапс — культура стратегическая [Текст] / О. Ашпина // The Chemical Journal (Химический журнал), 2005. — № 9. — С. 40–44.
6. **Reving up on Sunflower Oil** // Power Farming Magazine, 1980. — Vol. 89. — № 9. — P. 10–12.
7. **Barsic N. J., Humke A. L.** Performance and Emissions Characteristics of a Naturally Aspirated Diesel Engine with Vegetable Oil Fuels // SAE Technical Paper Series, 1981. № 810262. — P. 1–10.
8. **Ziejewski M.** Endurance Test of a Sunflower Oil. Diesel Fuel Blend / M. Ziejewski, K. R. Kaufman // SAE Technical Paper Series, 1982. — № 820257. — P. 1–14.
9. **Baranescu R. A., Lusco J. J.** Sunflower Oil as a Fuel Extender in Direct-Injection Turbocharged Diesel Engines // SAE Technical Paper Series, 1982. № 820260. — P. 1–14.
10. **Murayama T., Oh Y., Miyamoto N., Chikahisa T., Takagi N., Itow K.** Low Carbon Flower Buildup, Low Smoke, and Efficient Diesel Operation with Vegetable Oils by Conversion to Mono-Esters and Blending with Diesel Oil or Alcohols // SAE Technical Paper Series, 1984. — № 841161. — P. 1–11.
11. **Agarwal A. K., Bijwe J., Das L. M.** Effect of Biodiesel Utilization of Wear of Vital Parts in Compression Ignition Engine // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003. — Vol. 125. — № 2. — P. 604–611.
12. **Walter H., Schafer A.** Rapsöfettsäuremethylester als Kraftstoff für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren // ATZ, 1990. — Jg. 92. — № 4. — S. 168–173.
13. **Clark S. J., Wagner L., Schrock M. D., Pienaar P. G.** Methyl and Ethyl Soybean Esters as Renewable Fuels for Diesel Engines // Journal of the American Oil Chemists' Society (AOCS), 1984. — Vol. 61. — № 10. — P. 1632–1638.
14. **Тюкавкина, Н. А.** Биоорганическая химия: учебник для вузов [Текст] / Н. А. Тюкавкина, Ю. И. Бауков. М.: Дрофа, 2010. — 5432 с.
15. **Марков, В. А.** Работа дизелей на растительных маслах [Текст] / В. А. Марков, Д. А. Коршунов, С. Н. Девянин // Грузовик &, 2006. № 7. — С. 33–46.
16. **Марков, В. А.** Метилловый эфир рапсового масла — новое топливо для отечественных дизелей [Текст] / В. А. Марков, А. А. Зенин, С. Н. Девянин, В. Н. Черных // Автомобильная промышленность, 2008. — № 4. — С. 8–11.
17. **Гусаков, С. В.** Исследование влияния физических свойств рапсового масла на протекание процессов смесеобразования в быстроходном дизеле [Текст] / С. В. Гусаков, В. А. Марков, П. Р. Вальехо Мальдонадо // Грузовик &, 2008. — № 12. — С. 31–36.
18. **Нагорнов, С.** Работа дизелей на разных видах топлива [Текст] / С. Нагорнов, Р. Фокин // Сельский механизатор, 2008. — № 7. — С. 42–43.
19. **Савельев, Г. С.** Биологическое моторное топливо для дизелей на основе рапсового масла [Текст] / Г. С. Савельев, Н. В. Краснощеков // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2005. — № 10. — С. 11–16.
20. **Семенов, В. Г.** Экономические и экологические показатели дизеля при работе на биодизельных топливах разных сортов [Текст] / В. Г. Семенов, И. П. Васильев // Грузовик &, 2007. — № 12. — С. 37–40.



Поздравляем с юбилеем Леонида Вадимовича Грехова

21 июля 2011 г. исполнилось 60 лет Грехову Леониду Вадимовичу доктору технических наук, профессору МГТУ им. Н. Э. Баумана. Л. В. Грехов родился в 1951 г. в г. Павлово Горьковской области. Поступил в МВТУ им. Н. Э. Баумана в 1968 г. После окончания МВТУ им. Н. Э. Баумана в 1974 г. по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" был оставлен для работы на кафедре ДВС. Работал инженером, научным сотрудником, а с 1982 г. после защиты кандидатской диссертации начал педагогическую деятельность с должности ассистента.

С 1974 по 1982 г. Грехов работал в области газодинамики и теплообмена в газовых каналах ДВС. Разработал метод регистрации кинематики трехмерных, нестационарных течений с отрывом пограничного слоя с определением скоростей, траекторий и характеристик турбулентности сложных потоков. Впервые проведены углубленные экспериментальные исследования сложных течений и нестационарного теплообмена в каналах ДВС, а также характеристики турбулентности в цилиндре. Теоретические модели трения и теплообмена турбулентных потоков газа в каналах в рамках методов теории пограничного слоя базировались на идеях локального моделирования академиков С. С. Кутателадзе — А. И. Леонтьева.

В 1982—1984 гг. Л. В. Грехов выполнил ряд работ по теплообмену в коллекторах, в полостях охлаждения, по обоснованию источников трудностей создания адиабатного двигателя. С 1983 г. специализируется в направлении совершенствования топливоподающей аппаратуры дизелей. Им создан программный комплекс "Впрыск" на базе математической модели нестационарных гидромеханических процессов мирового уровня. Она базируется на результатах проведения тонких физических и гидродинамических экспериментов. Для изучения гидродинамического трения в нестационарных потоках применен метод стробоскопической визуализации течений в тонких пограничных слоях (до 1 мкм). Проведены исследования динамики двухфазного состояния топлив с микрофоторегистратией, описано явления гистерезиса нестационарного двухфазного состояния топлив. Изучены и созданы расчетные модели для сопряженных расчетов топливоподдачи и нерезонансных крутильных колебаний в приводе насосов высокого давления. Экспериментально исследованы и теоретически описаны тепловые эффекты в топливной аппаратуре с давлениями до 250 МПа. Программный комплекс Впрыск является общедоступным через сеть Интернет.

В 1994—1999 гг. под руководством Л. В. Грехова реализована концепция питания быстрого дизеля угольными суспензиями. Также реализована система питания дизеля газотопливными эмульсиями. Разработан способ интенсификации впрыскивания повышением начального давления до 40—60 МПа. В 2003—2004 гг. с участием Л. В. Грехова была разработана система питания дизелей диметилловым эфиром, опытный автомобиль МГТУ прошел испытания на Дмитровском автополигоне НИЦИАМТ, а десять опытных автомобилей находились в постоянной эксплуатации в ГУП Мосавтохолод. В последние годы Л. В. Греховым разрабатывались ТНВД, электрогидравлические форсунки для отечественных систем подачи с электронным управлением Common Rail. Разрабатываются насосы высокого давления с быстродействующим клапанным управлением. Наиболее значимые реализации этих систем проведены с участием ЗМЗ, НИКТИД, БашГАУ.

В 1984—1990 гг. Л. В. Грехов работал заместителем декана факультета "Энергомашиностроение", с 1995 г. — научный секретарь Учебно-методической комиссии по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" УМО вузов, член диссертационных советов МГТУ и МАДИ. Защитил докторскую диссертацию в 1999 г. Имеет 135 печатных работ. Соавтор трех учебников, объемных учебных пособий. В 1984—2000 гг. в МГТУ им создана топливная лаборатория, поставлено в МГТУ курсовое проектирование по топливным системам. Почетный деятель науки и техники г. Москвы.

Леонид Вадимович является ведущим специалистом в области систем топливоподдачи двигателей внутреннего сгорания. Он пользуется большим авторитетом в МГТУ им. Н. Э. Баумана, его уважают как известного ученого, прекрасного лектора, принципиального и требовательно преподавателя, умеющего привлекать молодежь к научно-исследовательской работе.

Издательство "Машиностроение", редакционный совет журнала "Грузовик", коллеги по работе поздравляют Леонида Вадимовича с юбилеем и желают ему много-много здоровья, творческих успехов и всего хорошего.

ПОЗДРАВЛЕНИЯ

Abstracts of articles

- 2** *Markov V. A., Efanov A. A., Biryukov V. V.* Influence of the Speed Crankshaft Governor Structure on Diesel Engine Dynamic Parameters
Computational analysis of the speed governor structure effects on diesel engine dynamic parameters is carried out. Speed control algorithms in transport diesel engines are considered.
Keywords: diesel engine, transient process, speed crankshaft governor
- 12** *Aipov T. A.* Methodology for automobile passability parameters determination for wheel running gear damage
In article are brought results of modeling of the moving the automobile on internal additional full tilt under destroyed pneumatic tyre, as well as results called of the test steadfast wheels about in different condition of the motion.
Using steadfast wheels about transport facility allows to raise reliability, course stability, passability and that particularly it is important, mobility of the automobile, well-timed her(its) output from beneath fire and striking influences of the enemy.
The methodology designed by author is developed from wheel with pneumatic tyre and internal addition handhold rolling motion on deformed soil model allows the accounting way to define the leading indexes to supporting passability of the military automobile technology, value and forecast their level to mobilities on stage of the designing sample already.
Keywords: passability, pneumatic tyre, internal addition handhold, methodology, military automobile technology
- 18** *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
- 27** *Yakovlev P. V., Dragunov G. D.* Reduction of dynamic loading of power transmission car-truck due multiobjective optimization elastic characteristics semiaxis
We consider the modern approach of optimal design and construction machinery. Defined the problem of parametric optimization of dynamic processes in power transmission. We propose an algorithm calculating multi-criteria in the study of the dynamic loading of power transmission car-trucks. The results of calculations of rational stiffness parameters of the power transmission parts car-truck "Ural" and rational transmission gear ratios, as well as calculations of the elastic characteristics of the semiaxis.
Keywords: car, tractor, transmission, dynamic processes, parametric optimization, multicriteria calculation, the elastic characteristic, semiaxis
- 36** *Markov V. A., Nagornov S. A., Devyanin S. N.* Use of fossil diesel fuel and vegetable oils mixtures as well as fossil diesel fuel and vegetable oil esters mixtures in diesel engines
The composition of biofuels produced from rapeseed and linseed oils is investigated. The results of experimental research on a type Д-245.12С diesel engine running on fossil diesel fuel/rapeseed oil mixtures as well as fossil diesel fuel/rapeseed oil methyl ester mixtures with the percentage of the indicated biofuels going to 60 % are presented. The potential for significant reduction of toxic components in the exhaust gases is demonstrated.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester, linseed oil

Художественный редактор Т. Н. Галицына. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Е. В. Комиссарова
Сдано в набор 31.05.2011. Подписано в печать 13.07.2011. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,76. Тираж 150 экз.

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