

*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, Строгийский пер., 4  
Тел. (499) 269-49-97  
E-mail: grouzovik@mashin.ru  
http://www.mashin.ru

**Адрес издательства**

107076, Москва, Строгийский 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** Новиков В. В., Подзоров А. В., Чернышов К. В. Само-регулируемый газонаполненный гидроамортизатор
- 7** Нгуен Куанг Тхиеу, Клюкин П. Н. Современные автомобильные стартер-генераторы и системы управления ими

### **Проектирование**

- 13** Городнов А. Г., Садыков М. Э., Терещук В. С., Федоров Е. Ю., Ференц А. В., Хайруллина Г. С., Цой А. А., Шакирзянова Н. Ш. Разработка структурной схемы процесса проектирования электрооборудования автомобиля на базе CALS-технологий

### **Исследование. Расчет**

- 17** Марков В. А., Мизев К. С., Шумовский В. А. Исследование дизеля, оснащенного форсунками с уменьшенной массой подвижных деталей
- 27** Щурин К. В., Цветкова Е. В. Использование магнитного активатора топлива для улучшения энергетических и экологических показателей ДВС
- 33** Куляшов А. А., Куклина И. Г. Методология расчета колебаний роторно-винтовой машины с упруго-вязкой подвеской
- 41** Назаров А. Д. Обеспечение уравновешенности двигателей V-8 при различных схемах расположения противовесов коленчатого вала
- 48** Abstracts of articles

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

• 2011

УДК 629.113

В. В. Новиков,  
д-р техн. наук,  
А. В. Подзоров,  
асп.,  
К. В. Чернышов,  
канд. техн. наук,  
ВолГТУ  
E-mail:  
v.novikov@vcgo.ru

# Саморегулируемый газонаполненный гидроамортизатор

Исследовано влияние амортизатора с регулируемой демпфирующей характеристикой на виброзащитные свойства подвески автотранспортного средства. Предложена конструктивная схема саморегулируемого по амплитуде и направлению газонаполненного гидравлического амортизатора. Составлена двухмассовая математическая модель подвески с саморегулируемым амортизатором и приведены результаты моделирования.

**Ключевые слова:** саморегулируемый гидроамортизатор, оптимальное регулирование, виброзащита, коэффициент гидравлического сопротивления, подвеска.

В работе [1] на основе анализа осцилограмм колебаний одномассовой колебательной системы при гармоническом кинематическом возмущении показано, что в цикле колебаний одномассовой одноопорной линейной колебательной системы при гармоническом возмущении существуют две зоны неэффективной работы амортизатора, в которых он не тормозит, а толкает подпрессоренную массу. Начало каждой зоны соответствует моменту изменения направления движения подпрессоренной массы, а конец — моменту изменения направления деформации подвески. Эти выводы подтверждаются также в работе [2], где аналитическим путем, основанном на использовании принципа максимума Л. С. Понтрягина, получены условия оптимального регулирования демпфирования при произвольном законе кинематического возмущения.

Наличие зон неэффективной работы снижает виброзащитные свойства подвески, приводя к перегреву и последующему выходу из строя амортизатора. Для уменьшения этих негативных явлений необходимо регулирование сопротивления амортизатора по амплитуде и направлению колебаний.

В данной статье описывается практическая реализация условий регулирования демпфиро-

вания посредством саморегулируемого по амплитуде и направлению газонаполненного гидроамортизатора (рис. 1).

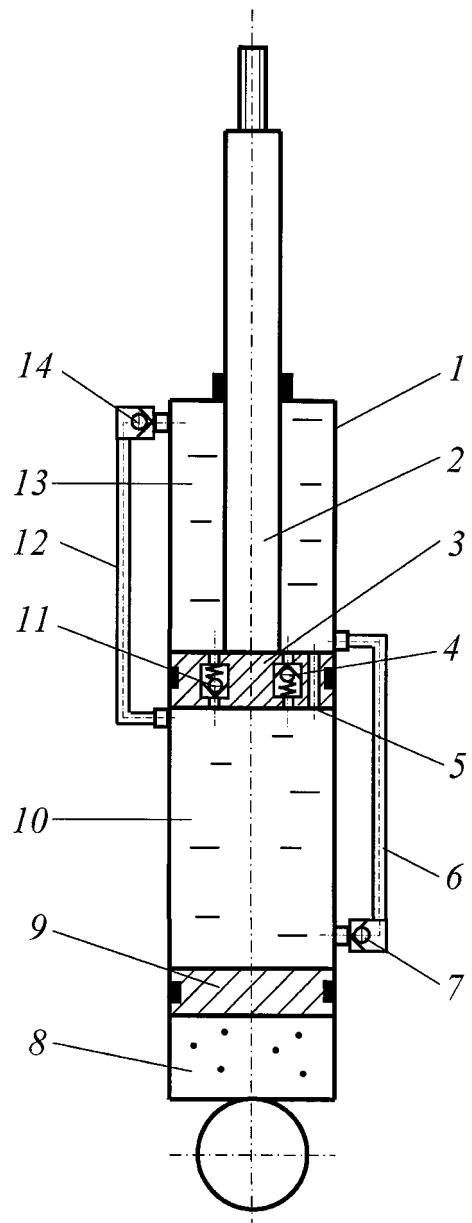
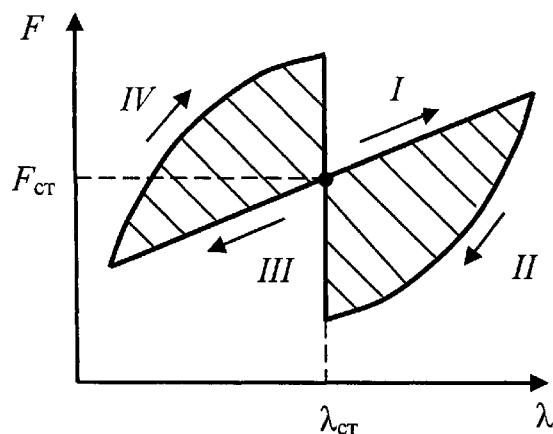


Рис. 1. Саморегулируемый по амplitude и направлению газонаполненный гидроамортизатор:

1 — цилиндр; 2 — шток; 3 — поршень; 4 — предохранительный клапан хода отбоя; 5 — основной дроссельный канал; 6, 12 — обводная трубка; 7, 14 — обратный клапан; 8 — компенсационная камера; 9 — плавающий поршень; 10 — подпоршневая полость; 11 — предохранительный клапан хода сжатия; 13 — надпоршневая полость;



**Рис. 2. Рабочая диаграмма подвески с линейным упругим элементом и саморегулируемым гидроамортизатором:**

$F$  — суммарное усилие подвески;  $F_{\text{ст}}$  — суммарное усилие подвески в статическом положении;  $\lambda$  — деформация подвески;  $\lambda_{\text{ст}}$  — деформация подвески в статическом положении

Рабочая диаграмма подвески с саморегулируемым гидроамортизатором и линейным упругим элементом, представленная на рис. 2, имеет вид "бабочки" ( $F$  — суммарное усилие подвески;  $F_{\text{ст}}$  — суммарное усилие подвески в статическом положении;  $\lambda$  — деформация подвески,  $\lambda_{\text{ст}}$  — деформация подвески в статическом положении).

Предлагаемый гидроамортизатор работает следующим образом. На ходе сжатия от среднего положения, показанного на рис. 1, гидроамортизатор практически не оказывает сопротивления, так как жидкость из подпоршневой полости 10 перетекает в надпоршневую полость 13 не только через дроссельный канал 5, но и через обратный клапан 6 по обводной трубке 16. Это соответствует участку I на рабочей диаграмме. При последующем ходе растяжения обратный клапан 6 закрывается и жидкость из надпоршневой полости 13 перетекает в подпоршневую полость 10 с большим сопротивлением через дроссельный канал 5. Это соответствует участку II. В среднем положении происходит выравнивание давлений в полостях 13 и 10 через обратный клапан 6 и обводную трубку 12. При дальнейшем растяжении гидроамортизатор практически

не оказывает сопротивление, так как жидкость из надпоршневой полости 13 перетекает в подпоршневую полость не только через дроссельный канал, но и через обратный клапан по обводной трубке. Это соответствует участку III. При последующем ходе сжатия обратный клапан закрывается и жидкость под действием давления газа в компенсационной камере 8 из подпоршневой полости течет в надпоршневую полость через дроссельный канал. Это соответствует участку IV. В среднем положении происходит выравнивание давлений в полостях 13 и 10 через обратный клапан и обводную трубку 13. Далее цикл работы гидроамортизатора повторяется. При этом потери энергии в нем соответствуют заштрихованной площади рабочей диаграммы на участках II и IV. При больших скоростях деформации амортизатора и закрытых обратных клапанах 14 и 7 срабатывают предохранительные клапаны 4 и 11, что ограничивает чрезмерный рост давления в гидроамортизаторе.

Расчетная схема подвески с данным гидроамортизатором применительно к двухмассовой одноопорной нелинейной колебательной системе представлена на рис. 3.

Данная система описывается следующими уравнениями динамики:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} &= -Mg + P - R - T; \\ m\ddot{\zeta} &= Mg - P + R + T - P_{\text{ш}} - R_{\text{ш}}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Упругая сила подвески определяется из уравнения

$$P = Mg \left( \frac{H_{\text{ст}} i}{H_{\text{ст}} i + (z - \zeta)} \right)^n, \quad (2)$$

где  $H_{\text{ст}}$  — приведенная высота столба газа в газонаполненном гидроамортизаторе;  $i$  — передаточное число подвески;  $n$  — показатель политропы ( $n = 1,3 - 1,4$ );  $g$  — ускорение свободного падения.

# КОНСТРУКЦИЯ

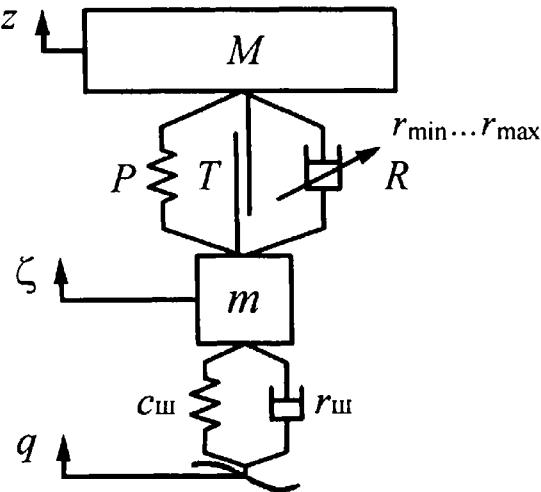


Рис. 3. Расчетная схема подвески с саморегулирующимся гидроамортизатором:

$z$  и  $\zeta$  — координаты перемещений подпрессоренной и неподпрессоренной масс;  $q$  — координата кинематического возмущения;  $M$  и  $m$  — подпрессоренная и неподпрессоренная массы;  $P$  — упругая сила подвески;  $R$  — демпфирующая сила подвески;  $T$  — сила трения в подвеске;  $r_{\min} \leq r \leq r_{\max}$  — интервал изменения коэффициента гидравлического сопротивления амортизатора;  $c_{\text{ш}}$  и  $r_{\text{ш}}$  — жесткость и коэффициент сопротивления шины

Демпфирующая сила подвески определяется из уравнения

$$R = \frac{\gamma F^3}{2g\mu^2 i^3 f_{\Sigma}^2} (\dot{z} - \dot{\zeta})^2 = r(\dot{z} - \dot{\zeta})^2, \quad (3)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости;  $F$  — площадь вытеснителя жидкости (при ходе сжатия — площадь поперечного сечения штока, при ходе отбоя — площадь поперечного сечения кольцевой полости);  $\mu$  — коэффициент расхода жидкости через дроссельные отверстия с общей площадью  $f_{\Sigma}$ ;  $r$  — коэффициент гидравлического сопротивления амортизатора, зависящий от амплитуды и направления деформации подвески.

Условия ступенчатого изменения коэффициента гидравлического сопротивления демпфера:

$$\left. \begin{aligned} r &= r_{\min} \text{ при } (z - \zeta) \leq 0 \text{ и } (\dot{z} - \dot{\zeta}) \leq 0 \text{ (участок I);} \\ r &= r_{\max} \text{ при } (z - \zeta) \leq 0 \text{ и } (\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \text{ (участок II);} \\ r &= r_{\min} \text{ при } (z - \zeta) > 0 \text{ и } (\dot{z} - \dot{\zeta}) > 1 \text{ (участок III);} \\ &\dots \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$r_{\min} = \frac{\gamma F^3}{2g\mu^2 i^3 (f_0 + f_{\Delta})^2}; \quad (5)$$

$$r_{\max} = \frac{\gamma F^3}{2g\mu^2 i^3 f_0^2},$$

где  $f_0$  — площадь основного дроссельного канала;  $f_{\Delta}$  — площадь дополнительного дроссельного канала; I, II, III, IV — участки рабочей диаграммы, характеризующие изменение суммарной силы подвески в зависимости от амплитуды и направления деформации подвески (см. рис. 2).

Силу трения  $T$  в подвеске принимаем постоянной и одинаковой при ходах сжатия и отбоя.

Упругую и демпфирующую характеристики шины принимаем линейными:

$$P_{\text{ш}} = c_{\text{ш}}(\zeta - q),$$

$$R_{\text{ш}} = r_{\text{ш}}(\zeta - \dot{q}).$$

С учетом принятых допущений система уравнений (1) примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + \text{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) [r(\dot{z} - \dot{\zeta})^2 + T] - \\ - Mg \left( \frac{iH_{\text{ct}}}{iH_{\text{ct}} + (z - \zeta)} \right)^n + Mg = 0; \\ m\ddot{\zeta} + r_{\text{ш}}(\zeta - \dot{q}) + c_{\text{ш}}(\zeta - q) - \\ - \text{sng}(\dot{z} - \dot{\zeta}) [r(\dot{z} - \dot{\zeta})^2 + T] + \\ + Mg \left( \frac{iH_{\text{ct}}}{iH_{\text{ct}} + z - \zeta} \right)^n - Mg = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Система дифференциальных уравнений (6) решалась в приложении SIMULINK программного комплекса MATLAB.

На рис. 4 и 5 представлены расчетные графики рабочих диаграмм и амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний подпрессоренной массы на подвеске с нерегулируемым и саморегулируемым по амплитуде и направлению гидроамортизаторами при следующих исходных данных: подпрессоренная масса  $M = 1,8$  т, непод-

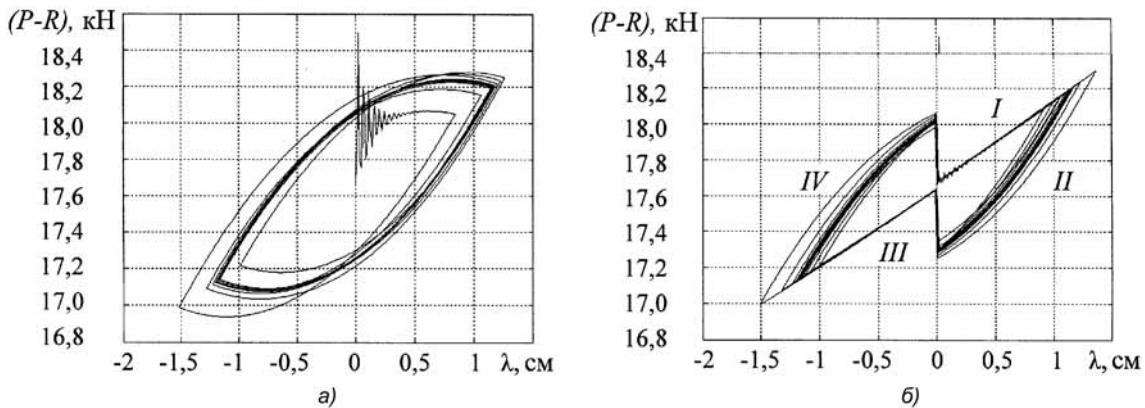


Рис. 4. Рабочие диаграммы подвесок:

а — с нерегулируемым гидроамортизатором; б — с саморегулируемым гидроамортизатором

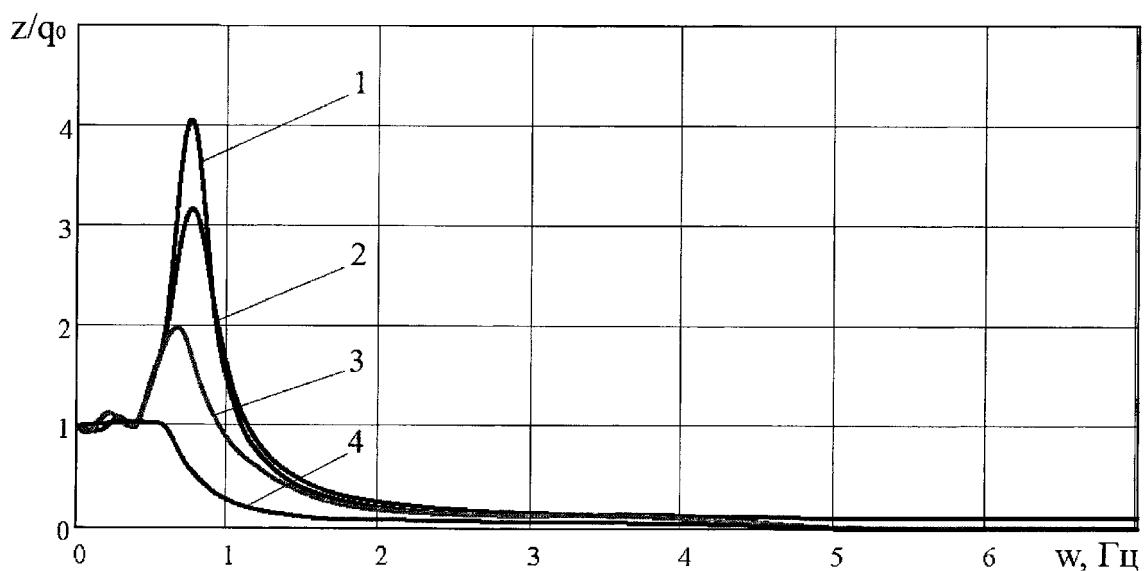


Рис. 5. АЧХ вертикальных колебаний подпрессоренной массы на подвеске:

1 — с нерегулируемым гидроамортизатором при  $d_0 = 3,2$  мм; 2, 3, 4 — с саморегулируемым по амплитуде и направлению гидроамортизатором при  $d_0$ , равном 3,2; 2; 1 мм соответственно и  $d_d = 10$  мм;  $z$  — амплитуда перемещения подпрессоренной массы;  $q_0$  — амплитуда гармонического возмущения;  $W$  — частота гармонического возмущения

рессоренная масса  $m = 50$  кг, амплитуда кинематического возмущения  $q_0 = 1$  см.

На рис. 6 показаны осциллограммы вынужденных колебаний подпрессоренной и неподпрессоренной масс при гармоническом кинематическом возмущении и оптимальном регулировании сопротивления гидроамортизатора в зависимости от амплитуды и направления.

Из анализа графиков, представленных на рис. 4, 5 и 6, видно, что за счет отключения гидроамортизатора на участках I и III происходит не только значительное уменьшение амплитуды колебаний подпрессоренной массы, но и снижение потерь энергии в подвеске практически в 2 раза на отдельных режимах работы.

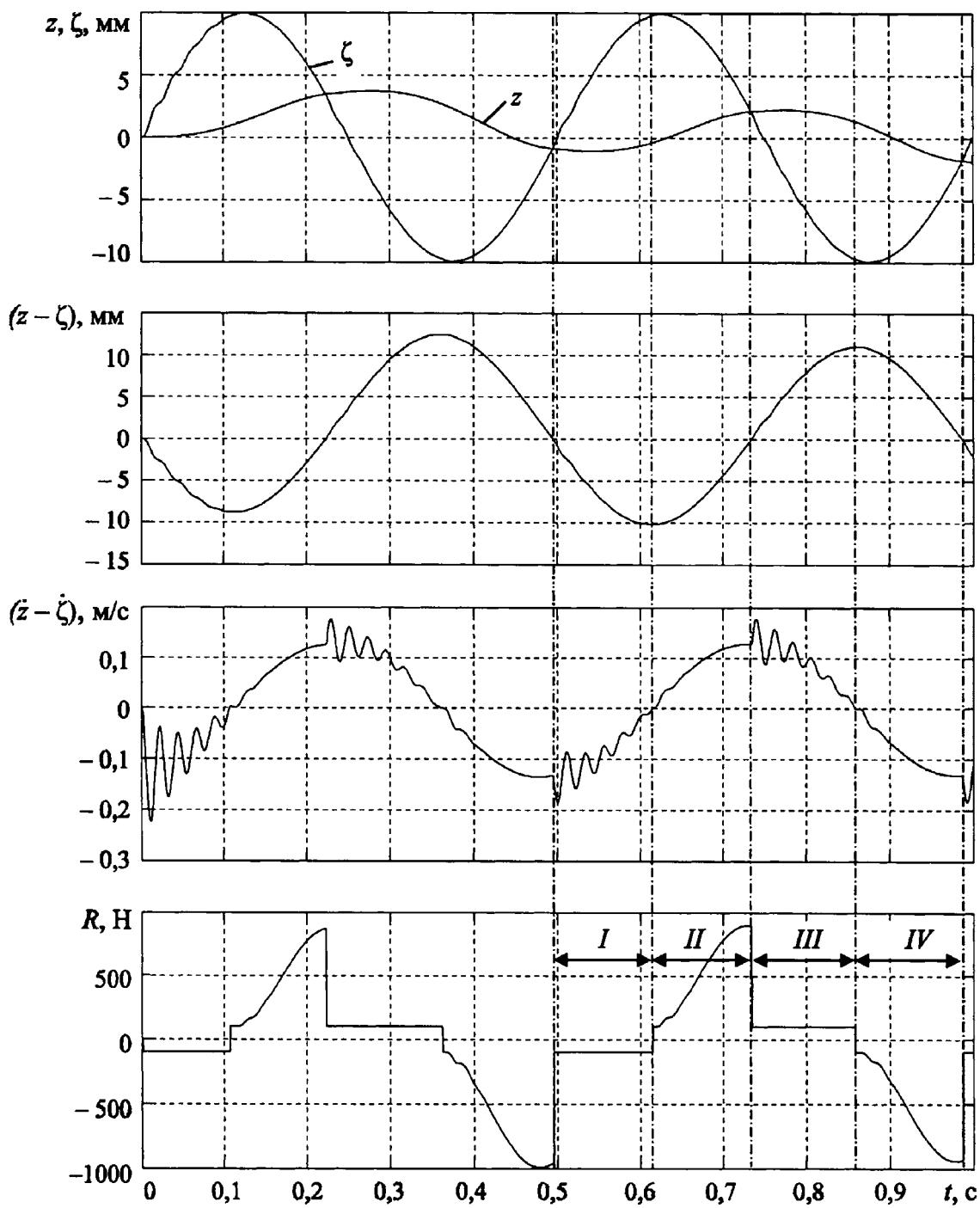


Рис. 6. Осциллограммы колебаний подвески с саморегулируемым гидроамортизатором

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новиков, В. В. Повышение эффективности подвески транспортного средства [Текст] / В. В. Новиков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — М.: Машиностроение, 2005. — № 9. — С. 29—32.

2. Чернышов, К. В. Определение условий оптимального управления демпфированием подвески АТС на основе принципа максимума Л. С. Понtryгина [Текст] / К. В. Чернышов, В. В. Новиков, И. М. Рябов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — М.: Машиностроение, 2006. — № 2. — С. 13—15.

# Современные автомобильные стартер-генераторы и системы управления ими

Решение задач повышения безопасности, комфорта, топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов автотранспорта требует применения на его борту разнообразных электро-приводных механизмов. Это, несомненно, ведет к необходимости значительного увеличения мощности автомобильных генераторов. Решение данной технической задачи известно — объединение стартера и генератора в одной электрической машине.

Современный стартер-генератор представляет собой единую систему, включающую обратимую электрическую машину, полупроводниковый преобразователь и микропроцессорную систему управления. В технической литературе также широко используется термин "интегрированный стартер-генератор" от англоязычного аналога "Integrated starter-generator (ISG)" или "Integrated starter-alternator (ISA)".

Работы по созданию и совершенствованию стартер-генераторов для автомобилей ведут все крупные автомобильные фирмы мира с конца 1980-х годов. В последние 5—7 лет активность в области разработок стартер-генераторов заметно возросла, сейчас среди иностранных фирм наиболее активно ведут свои разработки фирмы Toyota, Honda, Denso, Nissan, Valeo, Peugeot-Citroen, VW, Robert Bosch, Luk Lamellen и др. Огромный вклад в развитие стартер-генераторов среди российских организаций вносят ООО "АвтоВАЗ", ФГУП "НАМИ", ФГУП НИИАЭ, МГТУ "МАМИ", МГТУ "МАДИ" и др. Разработки компаний отличаются как по видам и алгоритмам работы, так и по конструкции и схеме привода стартер-генераторов, а также по

*Проведен анализ конструкций современных стартер-генераторов и их систем управления, разработанных различными автомобилестроительными фирмами. Отмечены преимущества применения стартер-генераторов, позволяющие повысить технико-экономические показатели автомобилей.*

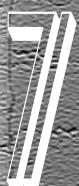
**Ключевые слова:** стартер-генератор, электрические машины, система управления.

компоновке электромашины в трансмиссии.

Основными функциями стартер-генераторов в зависимости от их номинальной мощности, алгоритма управления, а также мощности буферного накопителя энергии (аккумуляторной батареи, емкостного накопителя) могут быть:

- обеспечение быстрого пуска двигателя (стартерного режима);
- обеспечение положительного энергобаланса для потребителей электрической энергии (в режиме зима, ночь, все потребители электроэнергии включены);
- поддержание оптимального уровня заряда аккумуляторной батареи;
- реализация режима "стоп-старт";
- обеспечение тягового режима стартер-генератора в режиме "докрутки" ДВС при разгоне автомобиля;
- реализация генераторного режима при рекуперативном торможении и в режиме принудительной рекуперации;
- оптимизация работы ДВС в комплексе со стартер-генератором (снижение вибрации, выравнивание крутящего момента);
- поддержание оптимального уровня температуры всех компонентов системы.

Конструкция



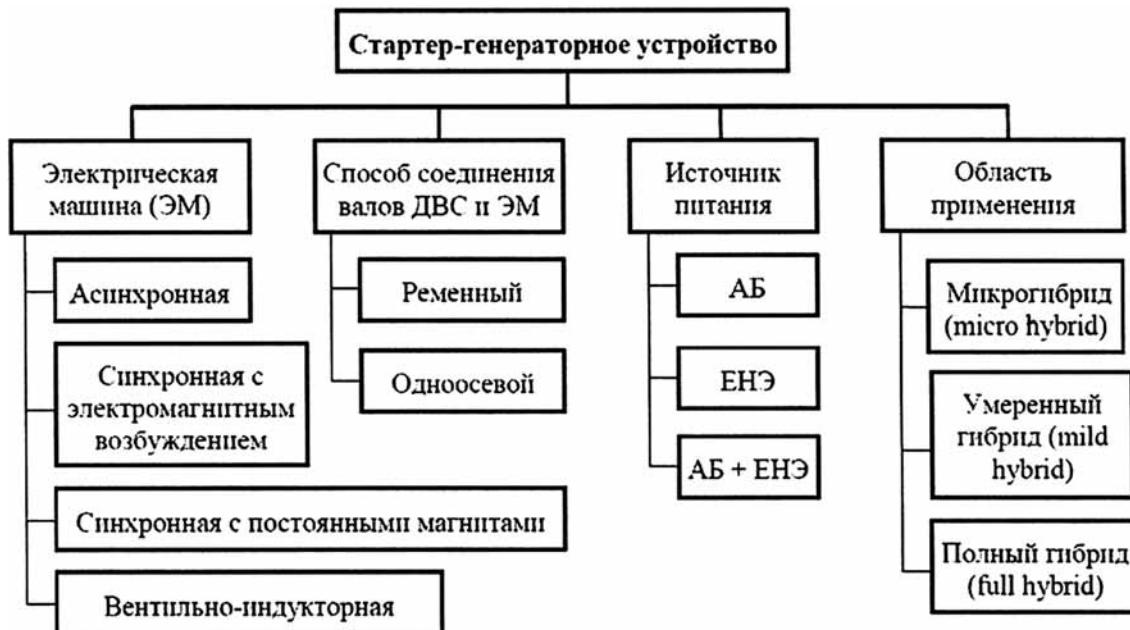


Рис. 1. Классификация стартер-генераторных устройств:

АБ — аккумуляторная батарея; ЕНЭ — емкостный накопитель энергии

На рис. 1 представлена классификация стартер-генераторов, полученная в результате анализа существующих и проектируемых устройств [1—5].

**Электрические машины, используемые в современных стартер-генераторах.** Тип электрической машины в системе "Стартер-генератор—ДВС" является важнейшим фактором. Разработки стартер-генераторов ведущими фирмами строятся на основе следующих электрических машин:

асинхронная машина с короткозамкнутым ротором;

синхронная машина с электромагнитным возбуждением;

синхронная машина с постоянными магнитами;  
вентильная индукторная машина.

Трехфазная асинхронная машина с короткозамкнутым ротором — наиболее часто встречающаяся электрическая машина среди стартер-генераторов. Ее достоинства заключаются в простоте конструкции, высокой надежности и малой стоимости. Однако ввиду ее конструктивных особенностей машины ее недостатки проявляются в виде электрических потерь в роторе, что приводит к снижению КПД по сравнению с машинами с постоянными магнитами на роторе.

Синхронная машина с электромагнитным возбуждением, несмотря на высокий КПД, имеет скользящие контакты на роторе, что снижает надежность стартер-генератора.

Вентильные машины, применяемые в стартер-генераторах, обычно создаются на основе синхронных машин с постоянными магнитами (СМПМ), размещенными на роторе. В зависимости от способа монтажа постоянных магнитов на роторе СМПМ разделяют на два основных типа: неявнополюсная и явнополюсная. Конструкция ротора неявнополюсной машины и, следовательно, технология ее изготовления проще, чем явнополюсной (рис. 2) [5]. Однако последняя машина может развивать больший момент при одинаковых массогабаритных показателях. В связи с этим большинство разработок различных фирм ориентировано именно на стартер-генераторы на базе трехфазной вентильной машины, обладающей высокими удельными массогабаритными и энергетическими показателями. Следует отметить, что стоимость СМПМ значительно выше, чем асинхронных и индукторных машин из-за применения в них дорогостоящих магнитов из редкоземельных элементов (чаще всего неодим—железо—бор).

Вентильно-индукторные машины (ВИМ) имеют большое разнообразие конструкций. Сре-

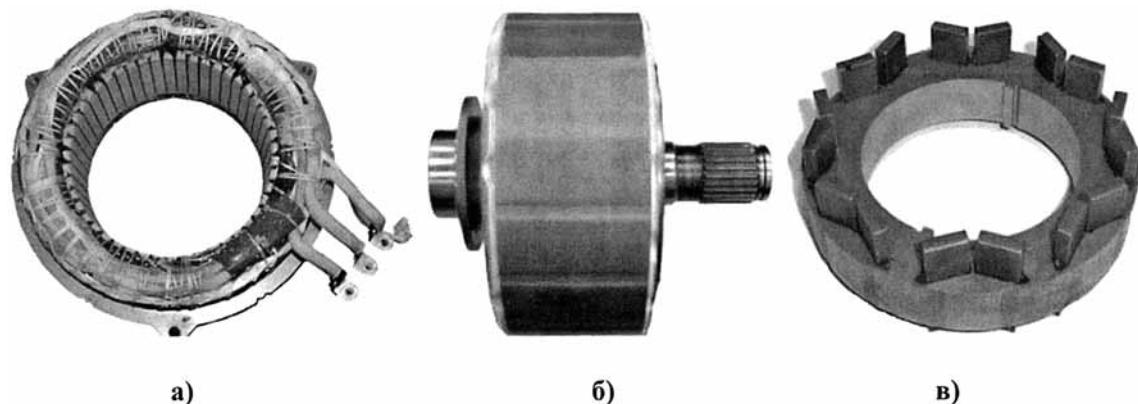


Рис. 2. Конструкция явнополюсной СМПМ:

а — статор; б — ротор

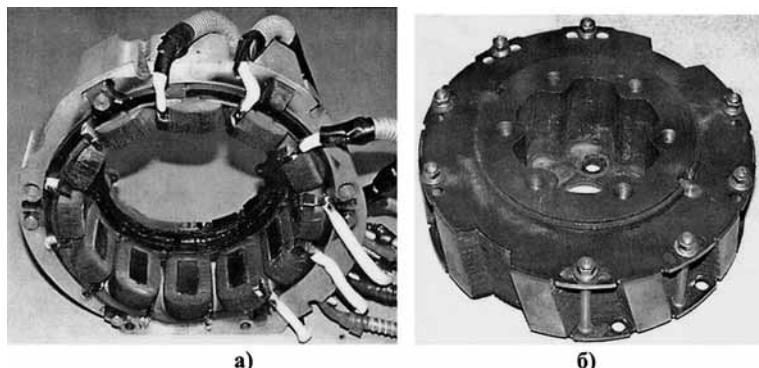


Рис. 3. Конструкция вентильно-индукторного стартер-генератора:

а — статор; б — ротор

ди них машины с самоподмагничиванием наиболее просты конструктивно и в то же время имеют максимальные показатели по использованию активного объема. Важнейшими достоинствами этих электрических машин являются простота в изготовлении, отсутствие контактов, обмоток и магнитов на роторе (рис. 3), что позволяет снизить потери по сравнению с асинхронной машиной и стоимость — по сравнению с СМПМ. К их недостаткам следует отнести повышенный уровень шума, значительную индуктивную составляющую тока, создающую дополнительную нагрузку на полупроводниковые ключи. Стартер-генераторы на основе ВИМ встречаются крайне редко, однако в последнее время интенсивно ведутся работы по их созданию благодаря развитию си-

ловой и микроэлектроники, позволяющей устранить отмеченные недостатки ВИМ.

**Компоновка стартер-генератора в трансмиссии.** В простейшем варианте стартер-генератор может быть размещен как навесной агрегат, приводимый во вращение от ДВС с помощью ременной передачи (рис. 4). Очевидно, что это самое недорогое тех-

ническое решение, однако ресурс приводных ремней и передаваемый ими крутящий момент ограничены. Мощность

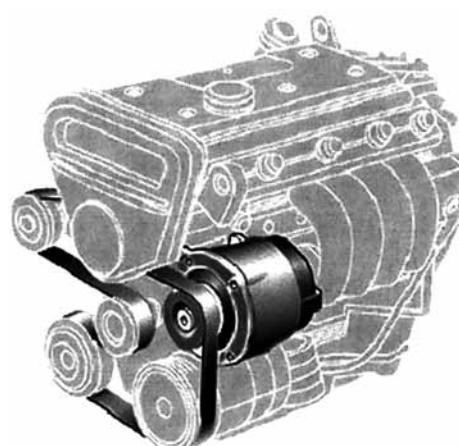


Рис. 4. Размещение стартер-генератора в качестве агрегата, приводимого во вращение ременным приводом

# конструкция

стартер-генератора в таком варианте обычно ограничивается 2–5 кВт. Автомобили с такими стартер-генераторами часто классифицируют как "микрогибрид", т. е. гибридный автомобиль с мощностью электропривода, не превышающей 5–10 % суммарной мощности последнего и ДВС.

Британская инжиниринговая компания Integral Powertrain разработала компактный стартер-генератор с жидкостным охлаждением мощностью 5 кВт с ременным приводом от коленчатого вала ДВС. Шкив стартер-генератора имеет двухступенчатый планетарный редуктор, который управляет электромагнитной муфтой. При запуске двигателя в редукторе включается понижающая ступень (3,1 : 1), облегчая работу электродвигателя. После пуска привод стартер-генератора автоматически переключается на прямую передачу. Когда двигатель выключается системой "стоп-старт", стартер-генератор продолжает вращаться, приводя насос рулевого гидроусилителя, компрессор кондиционера и насос охлаждающей жидкости, чтобы поддерживать автомобиль в полной готовности к старту.

Дальнейшее увеличение мощности стартер-генератора без существенного вмешательства и доработки конструкции силового агрегата автомобиля позволяет компоновка с размещением электрической машины на одной оси с ДВС и коробкой передач (между ними).

Наиболее часто встречается вариант, когда статор электрической машины жестко крепится на картере ДВС, а ротор является его маховиком. Схема такого расположения стартер-генератора относительно ДВС и трансмиссии показана на рис. 5.

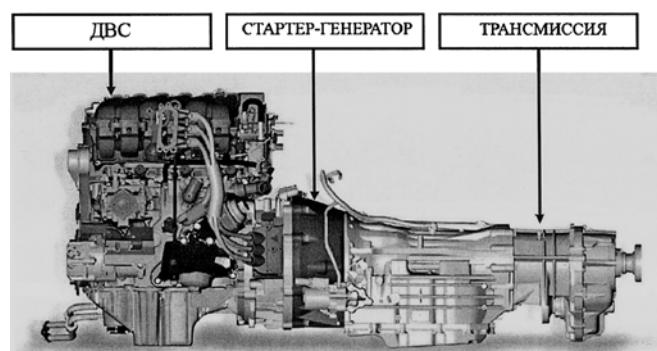


Рис. 5. Схема размещения стартер-генератора, находящегося на одной оси с ДВС и коробкой передач

Такой вариант размещения стартер-генератора является наиболее удачным, поскольку позволяет значительно увеличить его надежность за счет исключения большого количества изнашиваемых частей, получить высокомоментную электрическую машину. В англоязычной технической литературе стартер-генератор в таком исполнении обычно называют "Crankshaft Starter Generator" (CSG) — стартер-генератор на коленчатом валу.

Компания ZF Sachs предлагает интересное решение — стартер-генератор, который устанавливается на коленчатом валу двигателя вместо маховика, он называется DynaStart. Стартер-генератор заменяет собой обычные стартер и генератор и обладает некоторыми дополнительными функциями. Помимо функции "стоп-старт" с очень быстрым (менее 0,3 с) и бесшумным пуском двигателя, DynaStart используется также в качестве дополнительного электродвигателя, облегчающего разгон. Его мощность около 10 кВт, максимальный крутящий момент 100 Н·м. В системе DynaStart можно эффективнее использовать регенеративное торможение, аккумулируя энергию в аккумуляторе. Эта же энергия используется при работе DynaStart в режиме электродвигателя не только при пуске двигателя, но и при разгоне автомобиля, что позволяет дополнительно экономить до 5 % топлива. DynaStart производства ZF Sachs представляет собой достаточно компактное устройство: оно имеет внешний диаметр 325 мм и осевую длину всего 32 мм (модель SG 325L32). Максимальная мощность в режиме стартера составляет 12 кВт, максимальный крутящий момент при холодном пуске 220 Н·м (при силе тока 325 А).

Одним из преимуществ системы CSG является возможность использования электрической машины для гашения возникающих вибраций на коленчатом валу. Как известно, в зависимости от порядка работы цилиндров крутящий момент имеет значительные пульсации, особенно при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя, что вызывает неравномерное вращение коленчатого вала и отрицательно влияет на уровень комфорта и трансмиссию в целом. Данные пульсации момента ДВС можно демпфировать путем регулирования электромагнитного момента стартер-генератора, что обеспечивает мини-

мальное отклонение суммарного момента на коленчатом валу от заданных значений.

**Источники питания стартер-генераторов.** Суммарная мощность электрического оборудования современных автомобилей составляет уже 2–4 кВт, эта величина постоянно растет. По некоторым оценкам через 5–8 лет она будет достигать 10 кВт.

Стартер-генератор мощностью 2–3 кВт обычно получает питание от аккумуляторной батареи напряжением 12 В в стартерном режиме, а в генераторном режиме его номинальное напряжение обычно составляет 14 В.

Повышение мощности стартер-генератора до 10 кВт при ограничении силы коммутируемого тока полупроводниковых вентилей в пределе 100–400 А требует увеличения напряжения питания до 36 В (42 В) и больше. При такой мощности имеется возможность использования стартер-генератора для разгона автомобиля совместно с ДВС, а также для заряда буферного источника энергии при рекуперативном торможении. В данном случае источником питания стартер-генератора может служить аккумуляторная батарея или емкостный накопитель энергии, а также комбинация этих источников. Возможность применения емкостного накопителя энергии на автомобиле обусловлена его способностью отдачи большей мощности в режиме разряда и принятия большего зарядного тока по сравнению с аккумуляторной батареей. Следует отметить, что в системе электроснабжения автомобиля необходим силовой полупроводниковый преобразователь, преобразующий высокое напряжение в 12 В для питания электрооборудования на борту автомобиля.

**Система управления стартер-генератором.** Автоматическое управление современными стартер-генераторами является достаточно сложным процессом, поскольку должны быть учтены все взаимосвязи между силовыми агрегатами автомобиля — ДВС, электрическая машина

(ЭМ), буферный источник энергии (БИЭ), сцепление, КП, в различных фазах движения автомобиля (разгон, движение с постоянной скоростью, торможение и т. д.). При этом управление автомобилем осуществляется с помощью педалей подачи топлива, тормозной и рычага переключения передач.

Проведенный авторами анализ научно-исследовательских трудов, а также публикуемых патентов по стартер-генераторам позволяет представить обобщенную структурную схему системы управления стартер-генератором (СГ), приведенную на рис. 6.

Верхним уровнем системы управления стартер-генератором является контроллер стартер-генератора, а нижними — электронная система управления ДВС (ЭСУД) и контроллер ЭМ. На основании требуемой информации, полученной от датчиков, контроллер стартер-генератора формирует оптимальные задающие значения моментов, частот вращения и ЭМ. К измеренным величинам  $\Theta_{СГ}$  (рис. 6) относятся: воздействие со стороны водителя (положения педалей подачи топлива, тормозной, рычага КП или селектора АКПП), состояния силовых агрегатов (скорость автомобиля; частоты вращения, ЭМ; выходные напряжение, ток буферного источника энергии; температуры агрегатов и т. д.). Содержание массива

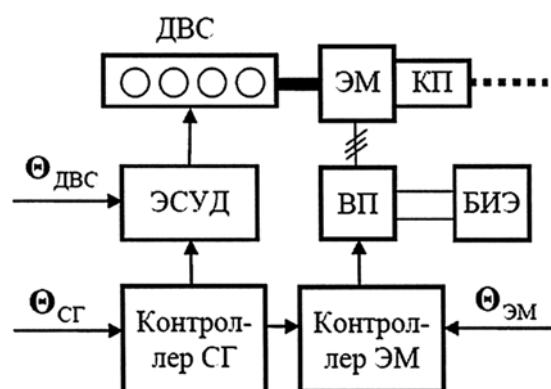


Рис. 6. Обобщенная структурная схема системы управления стартер-генератором:

ВП — вентильный преобразователь;  $\Theta$  — поток данных от датчиков

информации  $\Theta_{ДВС}$ , необходимого для управления ДВС, зависит от конкретного типа ДВС.

Для управления электрической машиной обычно требуется измерения ее фазных токов, напряжения, скорости вращения или положения ротора ( $\Theta_{ЭМ}$ ), а также выходных значений напряжения, тока буферного источника. Для функционирования вентильной машины необходимы датчики положения ротора, дающие информацию о его положении, начиная с нулевой скорости. В качестве таких датчиков используются датчики Холла или оптоэлектрические датчики щелевого типа.

Каждая электрическая машина, в свою очередь, имеет свою специфическую систему управления. Физически контроллеры стартер-генератора, ДВС, ЭМ могут быть выполнены отдельными модулями или объединены в одном модуле.

## Выводы

Несмотря на очевидные преимущества и недостатки конкретных типов стартер-генераторов и уровня "гибридизации" силовых установок, в последние годы на мировом автомобильном рынке наблюдается достаточно жесткая конкуренция не только между крупными автомобильными фирмами, но и между небольшими фирмами, подтверждением чего являются тысячи патентов разных стран. Данная ситуация позволяет сделать прогноз, что в ближайшие 2–3 года ожидается резкий скачок в производстве автомобилей со стартер-генераторами. Причиной тому служит не

только забота об экологии и снижении расхода топлива, но и забота производителей о собственном имидже.

В современных стартер-генераторах, разработанных западными фирмами, доминируют конструкции на основе синхронной машины с постоянными магнитами, однако вентильно-индукторные машины могут быть конкурентоспособны при ликвидации их недостатков: повышенного уровня шума и пульсаций электромагнитного момента. Такая возможность существует как при совершенствовании конструкции, так и при развитии алгоритмов управления, на чем сейчас и сосредоточены усилия ведущих мировых фирм.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент на изобретение № 2268392 РФ. Способ управления стартер-генератором и блок формирования заданных значений составляющих вектора тока статора / ОАО "АВТОВАЗ". Заявка №2003131840/11; опубл. 27.04.05.
2. Патент на изобретение № 2003117817 РФ. Способ управления стартер-генератором и устройство для реализации этого способа / ОАО "АВТОВАЗ". Заявка 2003117817/06; опубл. 10.12.04.
3. Патент Японии № JP 4078890 B2. Устройство для управления стартером-генератором ДВС / Kokusan Denki Co. Ltd. Заявка JP 2002175770; опубл. 23.04.08.
4. Патент на изобретение № 2321765 РФ. Стартер-генераторные устройства и системы запуска ДВС на автотранспортных средствах / Малафеев С. И., Шабаев В. А. Заявка № 2006129052/06; опубл. 10.04.06.
5. Franco Leonardi, Ford Motor Company. The interior permanent magnet machine: motor of choice for the HEVs of the 21<sup>st</sup> century // International School on Hybrid and Electric Vehicles, Ventotene (Italy), Sep. 26–29, 2008.

Проектирование систем электрооборудования перспективных грузовых автомобилей в настоящее время невозможно без использования программных продуктов систем CAD, CAM, CAE, CALS (PLM) технологий, что обусловлено следующими причинами.

В современном мировом автомобилестроении наблюдается тенденция обеспечения тесной взаимосвязи процессов проектирования, производства, маркетинга и эксплуатации как автомобиля в целом, так и составляющих его систем. Поэтому проектирование систем электрооборудования перспективных моделей грузовых автомобилей неотрывно как от разработки других систем той же модели, так и от последующей технологической подготовки производства и эксплуатации. Отсюда современные САПР электрооборудования автомобиля (САПР ЭОА), включающие подсистемы CAD, CAE, должны интегрироваться в CAM-системы и вписываться в общий процесс документального сопровождения жизненного цикла при использовании CALS-технологий. CALS-системы позволяют осуществлять информационную интеграцию всех этапов жизненного цикла изделий и систем при проектировании, производстве и эксплуатации сложной техники [1], а современные вычислительные средства позволяют реализовать поддержку таких систем.

С другой стороны, требования интеграции проектного процесса в CALS-систему при разработке САПР ЭО автомобиля усложняются следующими факторами:

— интенсивная инновация моделей, модификаций и комплектаций автомобилей;

# Разработка структурной схемы процесса проектирования электрооборудования автомобиля на базе CALS-технологий

(Рис. 1, 2 на 2, 3-й полосах обложки)

Рассмотрена структурная схема процесса проектирования комплекса электрооборудования грузового автомобиля в рамках задач, решаемых автомобилестроительным конструкторским бюро (КБ). Выделены проектирующие модули, показаны логические связи между ними. Модули разделены на инвариантные, малозависящие от особенностей проектного процесса, и настраиваемые, учитывающие специфику конкретного КБ.

**Ключевые слова:** комплекс электрооборудования, грузовой автомобиль, процесс проектирования, конструкторское бюро, CALS-технологии.

— рост требований к качеству проектных документов и их соответствуанию международным стандартам и нормативам;

— развитие и усложнение структуры систем электрооборудования, усложнение принятия оптимальных решений, увеличение номенклатуры и усложнение чертежей.

На фоне этих требований контрастируют проблемы, связанные с человеческим фактором:

— необходимость проведения большого числа инженерных расчетов;

— увеличение объема рутинной работы инженера, понижающей престижность его труда.

В итоге наблюдается интенсификация проектно-конструкторских работ при остром дефиците квалифицированных кадров. Это приводит к трудностям при выполнении проектов традици-

УДК 629.113

А. Г. Городнов  
(КГТУ-КАИ  
им. А. Н. Туполева),

М. Э. Садыков  
(ОАО КАМАЗ),  
В. С. Терещук,  
д-р техн. наук,  
проф.,

Е. Ю. Федоров,  
А. В. Ферениц,  
канд. техн. наук,  
проф.,

Г. С. Хайруллина,  
А. А. Цой,  
канд. техн. наук,  
доп.,

Н. Ш. Шакирзянова  
(КГТУ-КАИ  
им. А. Н. Туполева)

онными методами в установленные сроки и увеличению ошибок в документации.

Таким образом, для реализации САПР ЭОА требуется эффективный программный инструмент, позволяющий при минимуме кадровых ресурсов и сокращении сроков разработки обеспечить требуемое качество и конкурентоспособность проекта ЭО. Кроме того, САПР ЭО является многопользовательской системой. Это означает, что для организации процесса проектирования, реализуемого параллельно несколькими конструкторами, требуется четкое информационное взаимодействие между ними и решаемыми ими задачами.

Задача организации проектного процесса в многопользовательской системе требует оптимального структурирования процесса и определения логических связей между решаемыми проектными задачами. Структурная схема автоматизированного проектирования, отражающая структуру проектного процесса ЭО грузового автомобиля с учетом отмеченных факторов, приведена на рис.1. Схема составлена на основе анализа процесса проектирования электрооборудования автомобилей разных типов, обобщения опыта научно-исследовательских работ по созданию САПР ЭОА КАМАЗ [2—4] и практики разработки программных систем в смежных отраслях промышленности [5].

Структура включает следующие модули:

1. Формирование модели монтажного пространства (ММП) автомобиля. Описание зон возможного размещения элементов электрооборудования и жгутов с учетом конструкции автомобиля (Siemens NX).

2. Принципиальная электрическая схема. Вносит в проект информацию об электрических связях элементов электрооборудования ( $E^3$ .Series).

3. Оптимальное размещение элементов электрооборудования с учетом ограничений, задаваемых ММП автомобиля (Siemens NX).

4. Формирование матрицы кратчайших расстояний между элементами электрооборудования с учетом ограничений, задаваемых ММП автомобиля (Siemens NX).

5. Формирование ММЖ (модели монтажей жгутов). Описание возможных вариантов прокладки

жгутов с учетом ограничений, задаваемых ММЖ автомобиля.

6. Разводка электрических цепей. Решает задачу оптимальной разводки электрической цепи, исходя из минимума массы проводных соединений с учетом ограничений на число подключаемых проводов к зажимам элементов ( $E^3$ .Series).

7. Разработка схемы электрических соединений. Включает в себя разработку эскиза схемы электрических соединений, внесение изменений по результатам разводки ( $E^3$ .Series).

8. Распределение проводов по зажимам элементов осуществляется с учетом ограничений, например, разделение силовых цепей с цепями управления. Даются алгоритмы определения типов муфт, наконечников ( $E^3$ .Series).

9. Выпуск схемы электрических соединений и отчетов ( $E^3$ .Series).

10. Формирование конструкции жгута. Осуществляется по ММЖ прокладки жгутов с учетом технологических ограничений на формирование жгута (Siemens NX).

11. Автоматическое определение длин участков жгута по сформированной конструкции жгута (Siemens NX).

12. Проверка и корректировка цвета проводов.

13. Уточненный расчет длин проводов с учетом технологических припусков ( $E^3$ .Series).

14. Формирование расчетных режимов работы магистрали. Формирование расчетной схемы магистрали с учетом многорежимности работы потребителей (программа ANASES разрабатывается КГТУ им. А.Н. Туполева).

15. Формирование расчетной схемы фидеров для определения сечений проводов и анализа режима работы фидера (ANASES).

16. Расчет аппаратов защиты. Расчет и выбор осуществляются, исходя из соответствия номинала предохранителей току защищаемой цепи в нормальном режиме работы потребителей, защищаемости сечений проводов, устойчивости к токам коротких замыканий, характера токовой нагрузки потребителей с учетом многорежимности их функционирования (программа AVAZ, разрабатывается КГТУ им. А.Н. Туполева).

17. Расчет сечений проводов фидеров. Расчет оптимальных сечений проводов распределительной

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ

сети автомобиля осуществляется с учетом требований по допустимой потере напряжения, предельным токовым нагрузкам проводов, с учетом прочностных факторов и многорежимности работы потребителей. В качестве критерия оптимальности используется минимум массы проводов сети (программа оптимизации сечений проводов, разрабатывается КГТУ им. А.Н. Туполева).

18. *Расчет сечений проводов магистрали.* Требования и критерий оптимальности должны соответствовать расчету сечений проводов фидеров (программа оптимизации сечений проводов).

19. *Анализ режимов работы расчетной схемы фидера* проводится с целью проверки обеспечения требуемого качества электроснабжения потребителей и защиты системы при коротких замыканиях.

20. *Анализ режимов работы магистрали* проводится с целью проверки обеспечения требуемого качества электроснабжения потребителей с учетом многорежимности их функционирования (ANASES).

21. *Расчет и выбор элементов конструкции жгута (Siemens NX).*

22. *Выпуск чертежа жгута, таблиц проводов (Siemens NX).*

23. *Получение выборок из выходных таблиц жгута (E<sup>3</sup>.Series).*

24. *Выпуск спецификации жгута.* Перечень элементов, входящих в конструкцию жгута (E<sup>3</sup>.Series).

25. *Конструирование установок жгута.* Конструирование элементов крепления жгута к конструкции автомобиля (Siemens NX).

26. *Выпуск чертежа установки жгута (Siemens NX).*

27. *Выпуск спецификации установки жгута (Siemens NX).*

В схеме выделяются 2 блока: инвариантный и настраиваемый.

Инвариантный блок мало зависит от особенностей проектирования различных грузовых автомобилей и включает в себя:

— ряд операций по проектированию схемы электрических соединений и формированию конструкции жгута (операции 1–13);

— расчетные программы по определению сечений, выбору аппаратов защиты и анализу режимов работы (операции 14–20).

Инвариантный блок может рассматриваться как базовая часть, которая выполняется с помощью таких САПР, как E<sup>3</sup>.Series, Siemens NX, и требует сравнительно небольшой настройки на проектный процесс конкретного автомобиля.

Настраиваемый блок включает в себя расчет и выбор элементов конструкции жгута, выпуск чертежа жгута, таблиц проводов, спецификации жгута, конструирование установок жгута, выпуск чертежа установки и спецификации, различные выборки из выходных таблиц. Настраиваемый блок значительно учитывает специфику конкретного автомобиля и требует отдельных исследований и разработок.

Анализ этой схемы показывает, что операции 1, 2, 3, 7, 9–11, 22, 25, 26 (выделенные на схеме другим цветом) могут быть реализованы с помощью перечисленных выше САПР. Операции 4–6, 8, 12, 13, 21, 23, 24, 27 разрабатываются и адаптируются к проектному процессу ЭО КАМАЗ кафедрой Электрооборудования КГТУ им. А.Н. Туполева.

Интеграцию разрабатываемой САПР электрооборудования автомобилей с программами других этапов жизненного цикла предполагается осуществлять с помощью программы CALS-Teamcenter, которая обеспечивает управление инженерными данными и их синхронизацию, позволяет использовать общие модели в цифровой среде жизненного цикла.

Методика проектирования в E<sup>3</sup>.Series предусматривает возможность концептуального сквозного проектирования, т. е. работу над проектом, начиная с создания его структурной схемы и заканчивая реализацией и передачей полного комплекта

проектной документации. E<sup>3</sup>.Series позволяет создавать принципиальную электрическую схему, схему электрических соединений и сборочный чертеж каждого жгута с таблицей проводов [6].

Система NX от Siemens PLM Software представляет собой интегрированное решение для автоматизированного проектирования изделия, технологической подготовки производства и инженерного анализа (CAD/CAM/CAE) [7].

Управление процессом разработки электрооборудования осуществляется в E<sup>3</sup>.Series и Siemens NX на базе CALS-системы Teamcenter, которая представляет собой единый источник знаний об изделиях и процессах и полностью интегрирована с CAD, CAM и CAE системами.

С помощью системы Teamcenter обеспечивается управление и отслеживание выполнения хода проекта, организация единой системы справочной и нормативной документации и управление составом изделий [8].

Взаимодействие E<sup>3</sup>.Series и Siemens NX осуществляется через специализированный модуль E<sup>3</sup>.3D Routing Bridge. С помощью E<sup>3</sup>.3D Routing Bridge формируется XML-файл, содержащий данные по соединителям, изделиям, контактам, проводным и кабельным характеристикам (атрибуты), которые передаются в 3D-систему (Siemens NX). Обратно передаются реальные длины проводов и жгутов. Интеграция между программами E<sup>3</sup>.Series и Teamcenter осуществляется через PDM адаптер E<sup>3</sup>.ZPA.

По предложенной схеме проектирования проводилось опытное проектирование жгута, применяемого на автомобиле КАМАЗ-5320 (левый задний пучок проводов) [9]. Проведены расчет сечений проводов некоторых систем электрооборудования, провода которых включены в этот жгут, и анализ режимов работы этих систем. Расчеты проводились с использованием программ, разработанных на кафедре электрооборудования в рамках договоров между ОАО "КАМАЗ" и КГТУ [2–4]. Выполненные работы подтвердили зало-

женную в них концепцию, на базе которой проводятся изложенные в статье исследования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Информационная поддержка жизненного цикла изделий машиностроения: принципы, системы и технологии CALS/ИПИ / А. Н. Ковшов, Ю. Ф. Назаров, И. М. Ибрагимов, А. Д. Никифоров. — М.: Издательский центр "Академия", 2007. — 304 с
2. Горячкин, В. П. База данных подсистемы САПР ЭО автомобилей [Текст] / В. П. Горячкин, В. С. Терещук, Н. Ш. Шакирзянова // Труды 2-й Международной научно-практической конференции "Автомобиль и техносфера". — Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2001. — С. 449—454.
3. Схема и алгоритмы проектирования систем электрооборудования автомобилей с применением программ САПР / Терещук В.С., Горячкин В.П., Фадеев С.В., Шакирзянова Н.Ш. // Труды 3-й Международной научно-практической конференции "Автомобиль и техносфера". — Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. — С. 645—651.
4. Логическая схема проектирования электротягутов автономных подвижных объектов с использованием CAD/CAM/CAE систем / В. С. Терещук, Д. А. Гусманов, А. А. Гусманов, С. В. Фадеев // Труды 19-й Всероссийской межвузовской научно-технической конференции. — Казань: Изд-во Казан. высшего артиллерийского командного училища, 2007.
5. Талалыкин, А. САПР Electrics и UG/WIRING [Текст] / А. Талалыкин, К. Кочаров // Авиационная промышленность, 2007. — Специальный выпуск. — С. 66—69.
6. Спиридовон, А. Вертикальные решения для электротехнического проектирования на основе системы E<sup>3</sup>.Series / А. Спиридовон // САПР и графика, 2007. — № 3. — С. 45—47.
7. Goncharov, P. S. NX для конструктора-машиностроителя [Текст] / П. С. Гончаров, М. Ю. Ельцов, С. Б. Коршиков, И. В. Лаптев, В. А. Осиюк. — М.: ИД ДМК Пресс, 2010. — 504 с.
8. Ушаков, И. Siemens PLM Connection 2008: новые решения — новые горизонты [Текст] / И. Ушаков // САПР и графика, 2008. — № 7. — С. 60—61.
9. Разработка комплекса электрооборудования перспективных грузовых автомобилей на базе CALS технологий / Городнов А. Г., Садыков М. Э., Терещук В. С., Федоров Е. Ю., Ференец А. В., Хайруллина Г. С., Цой А. А., Шакирзянова Н. Ш. // Материалы международной научно-технической конференции ААИ "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовки кадров", посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ". Книга 3. "Электроника, электромеханические преобразователи и системы управления", 2010. — С. 15—23.

Параметры процесса топливоподачи дизеля предопределяют характер протекания последующих процессов смесеобразования и сгорания. Качество и полнота сгорания топлива, в свою очередь, влияют на показатели топливной экономичности дизеля и токсичности его отработавших газов [1, 2]. Одним из главных факторов влияния системы топливоподачи на показатели дизеля является конструкция форсунки, от которой зависят закон подачи топлива, характеристика давлений впрыскивания, другие характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива [3, 4].

В автотракторных дизелях используются преимущественно закрытые форсунки с многоструйными распылителями (рис. 1) [5, 6]. Форсунка 6T2 (рис. 1, а) с многоструйным распылителем установлена на тракторном дизеле типа Д-144 (размерность 10,5/12) с полусферической камерой в поршне и непосредственным впрыскиванием. Рас-

# Исследование дизеля, оснащенного форсунками с уменьшенной массой подвижных деталей

УДК  
621.436.038  
В. А. Марков,  
д-р техн. наук,  
проф.,  
К. С. Мизев,  
асп.,  
В. А. Шумовский,  
ст-нт  
МГТУ им.  
Н. Э. Баумана  
E-mail:  
markov@power.  
bmstu.ru

Рассмотрены конструкции форсунок, применяемых в быстроходных дизелях. Исследована форсунка с уменьшенной массой подвижных деталей. Приведены результаты экспериментальных исследований транспортного дизеля, оснащенного такими форсунками.

**Ключевые слова:** дизель, процесс смесеобразования с форсунками уменьшенной массы подвижных деталей, распылитель.

пылитель этой форсунки имеет удлиненный корпус, что обеспечивает удаление прецизионной части иглы от зоны высоких температур в цилин-

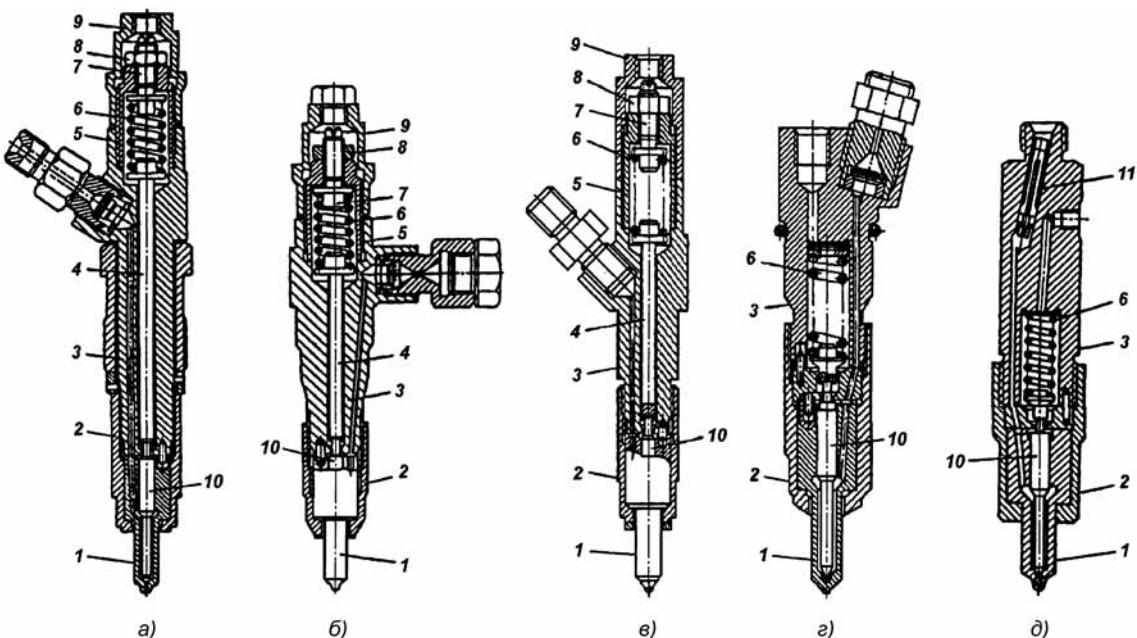


Рис. 1. Многоструйные форсунки отечественных и зарубежных дизелей:

а — 6T2; б — 6A1; в — ФД-22; г — дизеля КАМАЗ-740; д — фирмы R. Bosch; 1 — распылитель; 2 — накидная гайка; 3 — корпус форсунки; 4 — штанга; 5 — гайка пружины; 6 — пружина; 7 — регулировочный винт; 8 — контргайка; 9 — колпак; 10 — игла распылителя; 11 — щелевой фильтр

ИССЛЕДОВАНИЕ

дре дизеля. Поэтому уменьшается вероятность зависания иглы в корпусе распылителя вследствие его перегрева и повышается надежность форсунки. Фиксация распылителя относительно корпуса осуществляется двумя штифтами. На дизеле форсунка крепится специальной гайкой. К этому типу форсунок относится также форсунка марки 6А1 (рис. 1, б) Алтайского моторного завода (АМЗ).

В быстроходных тракторных дизелях типа Д-240, Д-65 и др. использована форсунка ФД-22 (рис. 1, в) с многоструйным распылителем. Эта форсунка по ряду деталей унифицирована с форсунками 6Т2 и 6А1, выпускавшимися АМЗ. Распылитель форсунки ФД-22 имеет четыре или пять распыливающих отверстия.

Форсунки (рис. 1, а—в) выполнены по одной и той же схеме с угловой фиксацией распылителя относительно корпуса с помощью штифта и имеют штангу 4, через которую усилие от пружины 6, размещенной в верхней части корпуса форсунки, передается на иглу 10 распылителя.

Для современных тракторных и комбайновых дизелей разработана модификация форсунки ФД-22 — форсунка ФДМ-22, с центрированием в головке по корпусу форсунки и модернизированным узлом регулировки усилия затяжки иглы форсунки. Она отличается также укороченной штангой и нижним расположением пружины, что позволило сократить массу форсунки до 0,4 кг. Форсунка крепится в головке цилиндров с помощью накидной скобы.

Форсунка дизеля КАМАЗ-740 (рис. 1, г) отличается отсутствием массивной штанги и нижним расположением пружины 6. В остальном конструкция этой форсунки близка к конструкции форсунок на рис. 1, а—в.

По такой же конструктивной схеме выполнена многоструйная форсунка фирмы R. Bosch (рис. 1, д). Корпус форсунки имеет центральный подвод топлива и щелевой фильтр 11. Основными конструктивными особенностями форсунки являются отсутствие массивной штанги, нижнее расположение пружины 6 с короткой проставкой между пружиной и хвостовиком иглы 10, наличие приставки с прецизионными плоскостями между корпусом и распылителем, регулировка давления начала подъема иглы обеспечивается шайбами, подкладываемыми под торец пружины. Число

распыливающих отверстий модификаций форсунки равно от 4 до 6.

Важным параметром, характеризующим совершенство конструкции форсунки, является масса ее подвижных частей (иглы, штанги, пружины). У большинства отечественных форсунок эта масса превышает 20 г (у форсунки ФДМ-22 — 27 г, у форсунки дизеля КАМАЗ-740 — 23 г). Уменьшение массы упомянутых деталей приводит к снижению сил трения иглы в корпусе распылителя и сил инерции, уменьшению продолжительности посадки иглы форсунки, общей продолжительности процесса впрыскивания, повышению эффективности рабочего процесса дизеля, снижению эмиссии токсичных компонентов с ОГ. Кроме того, снижение массы подвижных деталей форсунки позволяет уменьшить динамические ударные нагрузки на ее детали, повысить ресурс работы форсунки и стабильность ее работы.

На Ногинском заводе топливной аппаратуры (НЗТА) на базе серийно выпускаемой форсунки 145.1112110 с распылителем типа 145 была разработана опытная форсунка с распылителем Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ, г. Барнаул) типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей (рис. 2). Если у серийной форсунки игла выполнена диаметром  $d_i = 6$  мм и имеет массу 8 г, то в опытной форсунке масса иглы диаметром  $d_i = 5$  мм составляла 6,2 г. Серийная форсунка снабжена длинной штангой массой 14 г, а у опытной форсунки штанга выполнена укороченной и имеет массу всего 1,5 г. Массы пружин серийной и опытной форсунок составляют соответственно 15 и 9,4 г. Общие приведенные массы подвижных деталей этих форсунок равны 27,0 и 10,8 г (приведенная масса пружины составляет треть от ее общей массы).

При уменьшении диаметра иглы уменьшается и максимальный диаметр уплотнительного пояска распылителя, называемый характерным диаметром  $d_x$ . Если в распылителе НЗТА типа 145 серийной форсунки этот диаметр распылителя равен  $d_x = 2,8$  мм, то в распылителе АЗПИ типа 171.2 опытной форсунки он снижен до  $d_x = 2,65$  мм. Такое уменьшение характерного диаметра распылителя при сокращении диаметра иглы  $d_i$  с 6 до 5 мм позволяет снизить давление начала впрыскивания  $p_{\text{фо}}$  и, тем самым, механический износ дета-

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

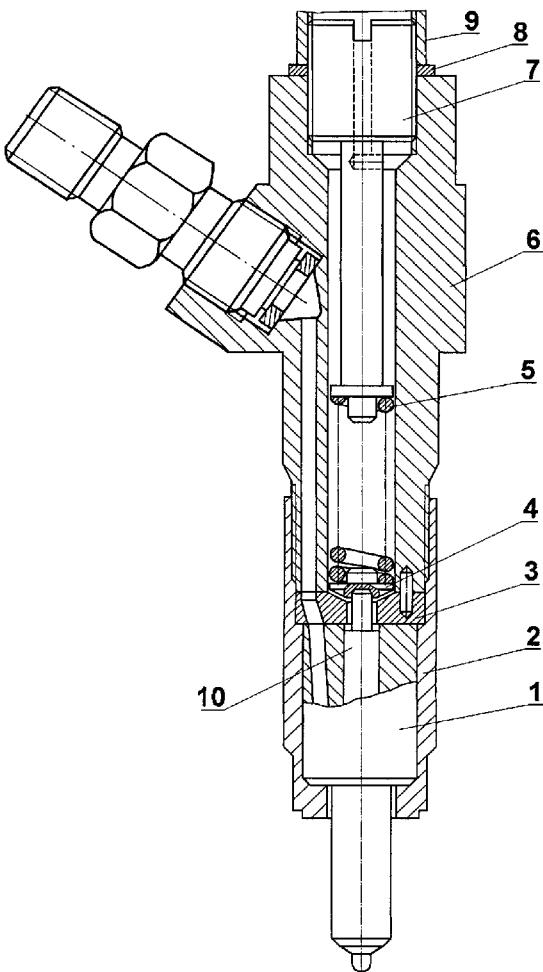


Рис. 2. Опытная форсунка конструкции НЗТА:  
 1 — распылитель; 2 — накидная гайка; 3 — проставка;  
 4 — штанга; 5 — пружина; 6 — корпус форсунки; 7 —  
 регулировочный винт; 8 — контргайка; 9 — колпак;  
 10 — игла распылителя

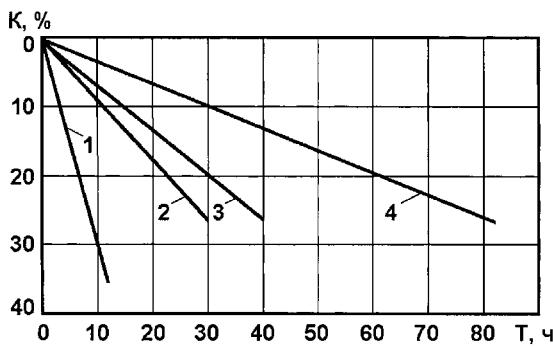


Рис. 3. Зависимость степени закоксовывания распыливающих отверстий распылителей форсунок К от условного срока их службы Т при различных характерных диаметрах распылителя  $d_x$  и давлениях начала впрыскивания  $p_{\phi 0}$ :

1 —  $d_x = 2,0$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа; 2 —  $d_x = 2,6$  мм и  $p_{\phi 0} = 19,6$  МПа; 3 —  $d_x = 2,6$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа;  
 4 —  $d_x = 3,8$  мм и  $p_{\phi 0} = 14,7$  МПа

лей распылителя и повысить ресурс его работы. С другой стороны, желательно сохранить неизменным давление  $p_{\phi 0}$  для предотвращения возможного прорыва газов в распылитель и устранения коксования распыливающих отверстий. Так, при неизменном  $d_x = 2,6$  мм снижение  $p_{\phi 0}$  с 19,6 до 14,7 МПа приводит к увеличению на 33 % степени закоксовывания распыливающих отверстий и соответствующему уменьшению срока их службы (рис. 3) [7]. Поэтому уменьшение характерного диаметра распылителя  $d_x$  без снижения давления начала впрыскивания  $p_{\phi 0}$  позволяет увеличить ресурс работы распылителя без закоксовывания его распыливающих отверстий.

Для оценки показателей процесса топливоподачи при снижении массы подвижных деталей форсунок был проведен численный эксперимент с использованием программного комплекса "Впрыск", разработанного д-ром техн. наук, проф. Л. В. Греховым в МГТУ им. Баумана. При расчете моделировалась топливоподающая система дизеля типа Д-245.12С, включавшая топливный насос высокого давления (ТНВД) с диаметром плунжера  $d_{\text{пл}} = 10$  мм, полным ходом  $h_{\text{пл}} = 10$  мм, топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной  $L_t = 540$  мм, форсунку типа ФДМ-22 с распылителями с различной массой подвижных деталей. Исследованы серийная форсунка с распылителем типа 145 и общей приведенной массой подвижных деталей, равной 27,0 г, и опытная форсунка с распылителем типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей, равной 10,8 г. Расчет проведен для режима максимальной мощности дизеля (номинальный режим) при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $h_{\text{тн}} = 1200$  мин<sup>-1</sup> и для режима максимального крутящего момента двигателя при  $n_{\text{тн}} = 750$  мин<sup>-1</sup> при цикловых подачах топлива, соответствующих этим режимам.

Анализ результатов расчета показал, что при больших скоростях движения плунжера (номинальный режим при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ) снижение массы подвижных деталей форсунки оказывает сравнительно небольшое влияние на характеристики подачи топлива и давления впрыскивания. Следует отметить несколько большую скорость подачи топлива при использовании опытных форсунок. Задние фронты кривых подачи совпадают практически полностью за исключением их нижней части (в период посадки иглы на седло).

Инерционность подвижных деталей форсунки оказывает более существенное влияние на протекание процесса подачи топлива на режиме максимального крутящего момента при меньшей частоте вращения кулачкового вала (при  $n_{\text{тн}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ ). Следует отметить несколько большую скорость подачи топлива при использовании опытных форсунок и более крутой задний фронт кривых подачи. Поэтому при работе на режиме максимальной мощности замена серийных форсунок на опытные должна оказать более заметное влияние на эффективные и экологические показатели дизеля.

Уменьшение массы подвижных деталей опытной форсунки позволяет обеспечить более благоприятный характер впрыскивания. Начальные порции топлива подаются быстрее, чем при использовании серийных форсунок (см. передний фронт характеристики). Эти порции топлива имеют более высокую скорость и достигают удаленных зон камеры сгорания, что обеспечивает более рациональное использование воздушного заряда. Причем впрыскивание завершается быстрее, что вызвано также сокращением времени посадки иглы на конус распылителя. Меньшее количество топлива подается в конце подачи с низким давлением (см. задний фронт характеристики), поэтому количество крупных капель топлива должно уменьшаться. Можно предположить, что это благоприятно отразиться на показателях токсичности ОГ.

В то же время следует отметить, что при использовании опытных форсунок несколько увеличивается скорость нарастания давления впрыскивания в его начальной фазе, что может привести к увеличению показателей динамики процесса сгорания. Однако в целом замена серийных фор-

сунок на опытные позволяет улучшить показатели процесса топливоподачи, а следовательно, и характеристики двигателя.

Для экспериментальной оценки показателей процесса топливоподачи при снижении массы подвижных деталей форсунок были проведены их безмоторные испытания на стенде "Friedmann-Maier" для исследования топливоподающей аппаратуры дизелей. Форсунки исследовались совместно с ТНВД модели 4 УТНИ-Т-1111005 размерности  $10 \times 10 \text{ мм}$  и топливопроводом высокого давления размерности  $7 \times 2 \times 722 \text{ мм}$ .

При безмоторных испытаниях серийная и опытная форсунки производства НЗТА типа 145.1112110 были снабжены одним и тем же распылителем модели 171.02 производства АЗПИ. Этот распылитель имел пять распыливающих отверстий, устья которых расположены в колодце носка распылителя. Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе составляла  $\mu_p f_p = 0,27 \text{ м}^2$ . Форсунки были отрегулированы на давление начала впрыскивания  $p_{\text{фо}} = 21,0 \text{ МПа}$ . Исследование серийной и опытной форсунок с одним и тем же распылителем позволило оценить влияние массы подвижных деталей распылителя на показатели процесса топливоподачи.

Для индикации процесса топливоподачи в течение безмоторных испытаний использован измерительный комплекс фирмы AVL (Австрия). При осциллографировании параметров топливоподачи записывались давление  $p_{\text{тн}}$  — в штуцере ТНВД и  $p_{\text{ф}}$  — в сечении, расположенном на входе в форсунку. Общий вид осциллограммы давления на входе в форсунки, полученной на режиме с полной подачей топлива при номинальной частоте вращения  $n_{\text{тн}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ , представлен на рис. 4. По полученным осциллограммам указанных давлений определялись максимальные величины давлений  $p_{\text{тн max}}$  и  $p_{\text{ф max}}$ . Результаты проведенных исследований сведены в табл. 1.

Анализ литературных данных [1—6] и проведенные исследования показали, что при впрыскивании топлива на режимах с большими частотами вращения  $n$  и цикловыми подачами  $q_{\text{ц}}$  основное количество топлива подается при максимальном подъеме иглы форсунки. Поэтому масса подвижных деталей форсунки, жесткость пружины и силы трения иглы в корпусе распылителя в меньшей степени влияют на характеристики

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

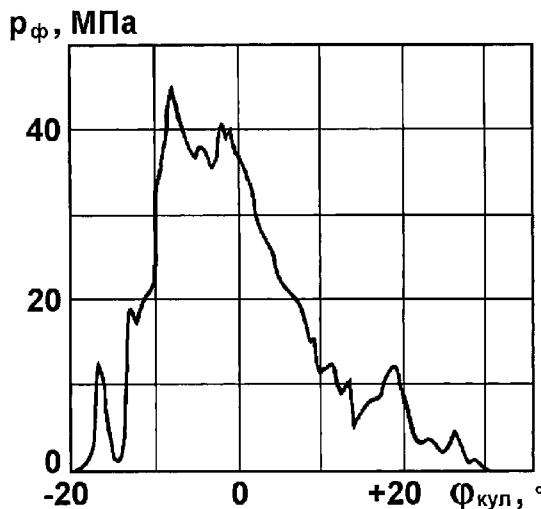


Рис. 4. Общий вид осциллограммы давления  $p_\phi$  на входе в опытную форсунку, полученную на номинальном режиме с цикловой подачей топлива  $q_{\text{ц}} = 89 \text{ мм}^3$  при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$

впрыскивания (подачу топлива и характеристику давлений впрыскивания), но оказывают существенное влияние на протекание начальной и конечной фаз топливоподачи.

При малых скоростях движения плунжера и частичных подачах игла в течение всего периода впрыскивания топлива или значительной его доли совершает колебания, изменяя проходное сечение запорного конуса. В этом случае масса подвижных деталей оказывает большее влияние на характер колебаний иглы и, следовательно, на процесс топливоподачи, что подтверждается данными работы [8].

Анализ результатов исследований, в частности полученных осциллограмм давлений впрыскивания, свидетельствует о том, что замена серийной форсунки на опытную не оказывает существенного влияния на характеристики давлений впрыскивания. Однако отмечено, что снижение массы подвижных деталей форсунки приводит к сокращению времени посадки иглы на конус распылителя, что должно

оказать благоприятное влияние на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля.

Для оценки влияния конструкции форсунки на показатели дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) проведены его стендовые испытания. Дизель имел топливную систему, которая включала ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров  $d_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$  и их полным ходом  $h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$ , топливопроводы высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной  $L_t = 540 \text{ мм}$ . При исследованиях показатели работы дизеля с опытными форсунками НЗТА с уменьшенной массой подвижных деталей сопоставлялись с аналогич-

Таблица 1

Характеристики процесса топливоподачи при использовании серийной и опытной форсунок

Частота вращения $n_{\text{тн}}$ , мин $^{-1}$	Цикловая подача топлива $q_{\text{ц}}$ , $\text{мм}^3$	Максимальные давления $p_{\text{max}}$ , МПа	
		ТНВД	форсунка
Серийная форсунка			
800	92,0	38,3	40,3
	70,0	31,6	39,0
	45,6	27,0	36,8
	23,2	21,2	27,5
	10,8	16,8	23,8
1200	90,0	47,5	49,0
	68,0	40,0	46,2
	44,8	32,2	37,2
	25,2	24,2	28,0
	10,0	18,5	24,3
Опытная форсунка			
800	92,2	39,3	40,0
	69,0	32,2	39,0
	46,0	27,3	36,6
	21,6	21,5	29,6
	10,4	17,2	24,5
1200	89,0	45,6	49,0
	66,0	42,0	45,2
	44,0	33,7	36,7
	22,8	21,0	28,2
	10,8	17,6	24,0

ными показателями дизеля с серийными форсунками.

Опыты проводились на моторном стенде АМО "ЗИЛ" по методикам, регламентированным ГОСТ 14846—81 "Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний", Правилами 24-03 ЕЭК ООН (измерение дымности ОГ) и Правилами 49 ЕЭК ООН (определение удельных выбросов вредных веществ с ОГ). Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Показатели динамики процесса впрыскивания оценивались с помощью аппарата фирмы AVL. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения  $\pm 1\%$ . Концентрации  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_x$  в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения указанных компонентов  $\pm 1\%$ .

Программа исследований дизеля Д-245.12С с серийными и опытными форсунками предусматривала работу двигателя на различных режимах с частотой вращения коленчатого вала  $n$  от 850 до 2400 мин $^{-1}$  и нагрузкой — эффективным крутящим моментом дизеля  $M_e$  от 0 до 370 Н · м. Дизель исследовался при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД с постоянным штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива, равным  $\theta = 13^\circ$  поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ). На первом этапе испытания проведены на режимах внешней скоростной характеристики в диапазоне частот вращения  $n$  от 1080 до 2400 мин $^{-1}$ . Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С с серийными и опытными форсунками, проведенных на режимах внешней скоростной характеристики, представлены на рис. 5. Установка опытных форсунок обеспечивала формирование внешней скоростной характеристики с эффективным крутящим моментом  $M_e = 285$  Н · м при частоте вращения  $n = 1080$  мин $^{-1}$ , с  $M_e = 367$  Н · м при  $n = 1500$  мин $^{-1}$  и с  $M_e = 317$  Н · м при  $n = 2400$  мин $^{-1}$  (характеристика 1 на рис. 7). Установка серийных форсунок сопровождалась некоторым снижением часового расхода топлива  $G_T$  и соот-

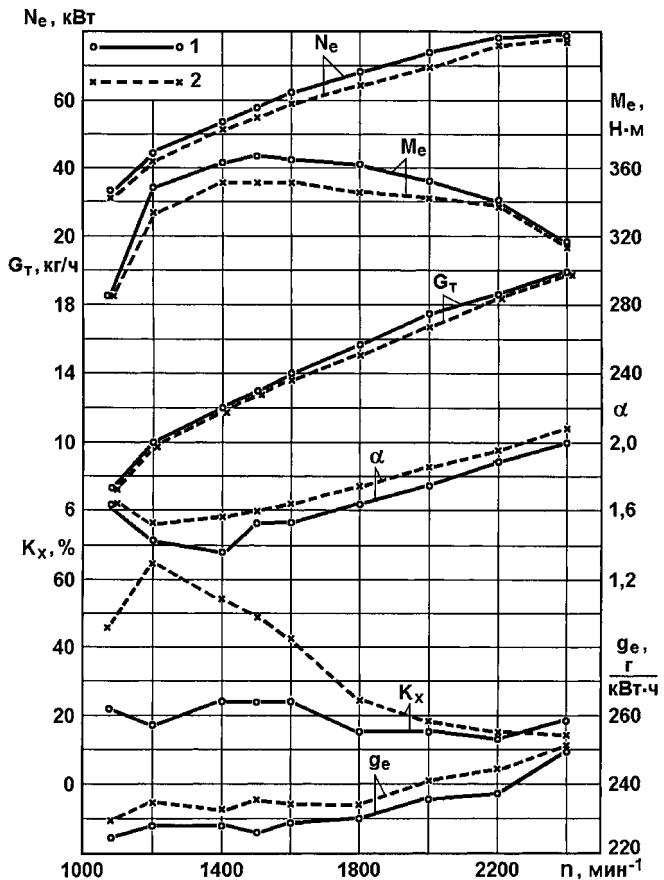


Рис. 5. Зависимость эффективной мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_e$ , расхода топлива  $G_T$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , дымности ОГ  $K_x$  и удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от частоты вращения  $n$  коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики при использовании различных форсунок:

1 — опытных; 2 — серийных

ветствующим снижением эффективной мощности двигателя  $N_e$  и его крутящего момента  $M_e$  по сравнению с опытными форсунками. Так, на режиме с  $n = 1080$  мин $^{-1}$  крутящий момент снизился до  $M_e = 284$  Н · м, при  $n = 1500$  мин $^{-1}$  — до  $M_e = 350$  Н · м, при  $n = 2400$  мин $^{-1}$  — до  $M_e = 314$  Н · м (характеристика 2 на рис. 5).

Анализ характеристик на рис. 5, полученных при неизменном положении упора максимальной подачи топлива, показывает, что во всем диапазоне исследуемых скоростных режимов меньший расход топлива  $G_T$  обеспечивают серийные форсунки (характеристика 2 на рис. 5). Поэтому при работе двигателя с опытными форсунками на указанных режимах отмечены меньшие значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , однако на

Показатели дизеля Д-245.12С с исследуемыми форсунками

Вариант форсунки	Дымность ОГ на режимах максимальной мощности $K_{xN_{\max}}$ и максимального крутящего момента $K_{xM_{\max}}$ , %		Средний расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла, $g_e$ усл., г/(кВт · ч)	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов при работе по 13-ступенчатому циклу, г/(кВт · ч)		
	$K_{xN_{\max}}$	$K_{xM_{\max}}$		$e_{NO_x}$	$e_{CO}$	$e_{CH_4}$
Серийная форсунка	14,0	49,0	257,8	6,459	3,891	1,133
Опытная форсунка	18,5	24,5	250,6	7,159	2,711	0,790

большинстве режимов опытные форсунки обеспечили меньшую дымность ОГ  $K_x$  и удельный эффективный расход топлива  $g_e$  (см. рис. 5). При использовании опытных форсунок дымность ОГ  $K_x$  особенно заметно снижалась на режимах с пониженной частотой вращения (при  $n < 2000$  мин $^{-1}$ ). Так, на режиме с  $n = 1200$  мин $^{-1}$  замена серийных форсунок опытными привела к снижению дымности ОГ  $K_x$  с 64 до 17 % по шкале Хартриджа. На номинальном скоростном режиме и близких к нему (при  $2000 < n < 2400$  мин $^{-1}$ ) дымность ОГ  $K_x$  была соизмерима при использовании обоих типов форсунок. Значения дымности ОГ  $K_x$  дизеля с серийными и опытными форсунками на режимах максимальной мощности при  $n = 2400$  мин $^{-1}$  и максимального крутящего момента при  $n = 1500$  мин $^{-1}$  приведены в табл. 2.

Замена серийных форсунок опытными привела к снижению удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  во всем диапазоне исследованных скоростных режимов. На режиме максимальной мощности при  $n = 2400$  мин $^{-1}$  значение  $g_e$  оказалось равно соответственно 250,5 и 250,3 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500$  мин $^{-1}$  — 235,2 и 225,6 г/(кВт · ч). При этом предельный показатель расхода топлива на режиме максимального крутящего момента по ТУ для исследуемого дизеля со-

ставляет  $g_e$  доп = 218 + 5 % г/(кВт · ч) или 228,9 г/(кВт · ч).

Оценка показателей дизеля при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, предусмотренного Правилами 49 ЕЭК ООН. Такие данные по часовому расходу топлива  $G_T$ , представленные на рис. 6, свидетельствуют о том, что на исследуемых режимах с неполной нагрузкой часовые расходы топлива при использовании исследуемых форсунок оказались соизмеримыми.

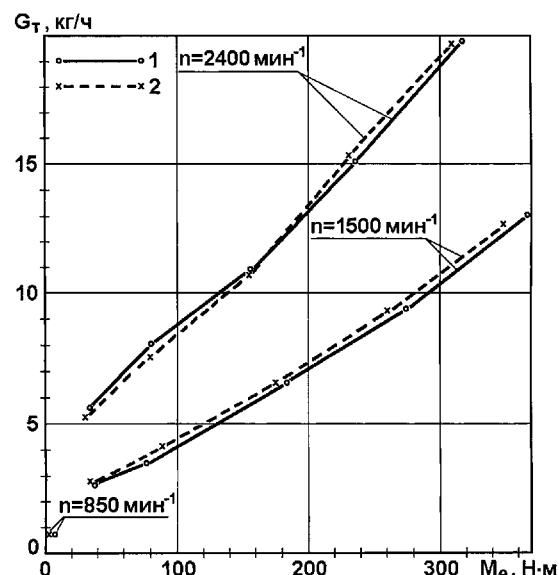


Рис. 6. Зависимость часового расхода топлива  $G_T$  от частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  дизеля Д-245.12С при использовании различных форсунок:

1 — опытных; 2 — серийных

ИССЛЕДОВАНИЕ

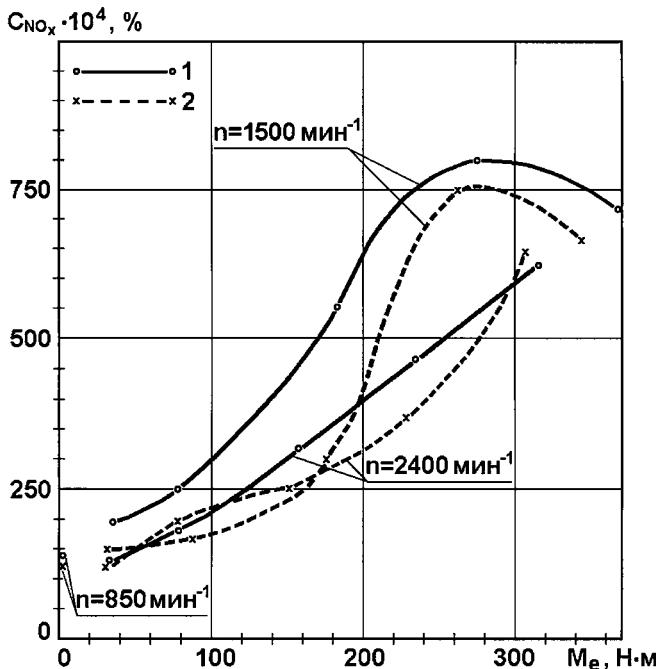


Рис. 7. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{NO_x} \cdot 10^4, \%$  от частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  дизеля Д-245.12С при использовании различных форсунок:

1 — опытных; 2 — серийных

Сравнительная оценка интегральной топливной экономичности дизеля с исследуемыми форсунками проведена по условному среднему на режимах 13-ступенчатого цикла эффективному расходу топлива, определяемому по выражению

$$g_e \text{ усл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{Ti} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i},$$

где  $G_{Ti}$  и  $N_{ei}$  — часовой расход топлива и эффективная мощность двигателя на  $i$ -м режиме;  $K_i$  — весовой коэффициент, отражающий долю времени каждого режима.

Полученные при расчетах значения  $g_e \text{ усл}$  для дизеля с исследуемыми форсунками (табл. 2) показывают, что при замене серийных форсунок опытными условный средний на режимах 13-ступенчатого цикла удельный эффективный расход топлива  $g_e \text{ усл}$  снизился на 2,8 %.

От типа применяемых распылителей в значительной степени зависит и токсичность ОГ двигателя, т. е. выбросы нормируемых токсичных ком-

понентов ОГ — оксидов азота  $NO_x$ ,monoоксида углерода  $CO$ , несгоревших углеводородов  $CH_x$ , а также эмиссия твердых частиц или сажи (углерода  $C$ ).

Представленные на рис. 7 характеристики концентраций в ОГ одного из основных токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $NO_x$  свидетельствуют о том, что замена серийных форсунок на опытные на большинстве исследованных режимов приводит к некоторому увеличению эмиссии  $NO_x$ . Если на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  содержание оксидов азота в ОГ  $C_{NO_x}$  составило 0,0650 % при установке серийных форсунок и 0,0620 % при работе с опытными форсунками, то на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  концентрации  $C_{NO_x}$  оказались равны соответственно 0,0670 и 0,0720 %, а на режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$  — 0,0120 и 0,0135 %.

Расчет интегральных на режимах 13-ступенчатого цикла удельных массовых выбросов оксидов азота  $e_{NO_x}$ , monoоксида углерода  $e_{CO}$  и несгоревших углеводородов  $e_{CH_x}$  проведен по формулам

$$e_{NO_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{NO_{xi}} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}; e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CO_i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i};$$

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

где  $E_{NO_{xi}}$ ,  $E_{CO_i}$ ,  $E_{CH_{xi}}$  — часовой массовый выброс оксидов азота, monoоксида углерода и углеводородов на  $i$ -м режиме.

Полученные при расчете данные свидетельствуют о том, что при замене серийных форсунок опытными удельный выброс оксидов азота  $e_{NO_x}$  возрос на 10,8 % (см. табл. 2).

Замена серийных форсунок на опытные оказала значительное влияние и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — monoокси-

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

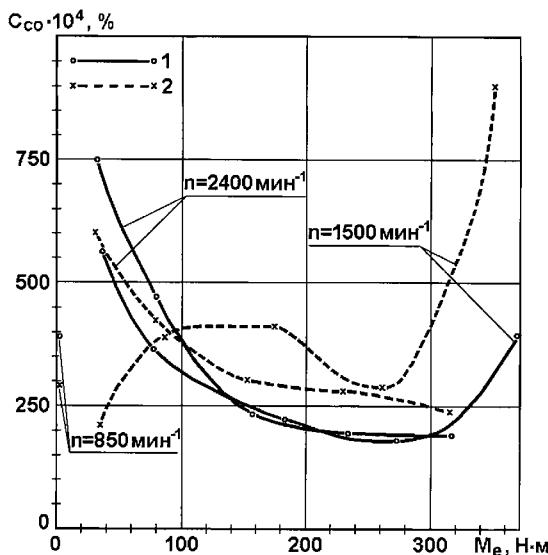


Рис. 8. Зависимость объемной концентрации в ОГmonoоксида углерода  $C_{CO}$  от частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  дизеля Д-245.12С при использовании различных форсунок:

1 — опытных; 2 — серийных

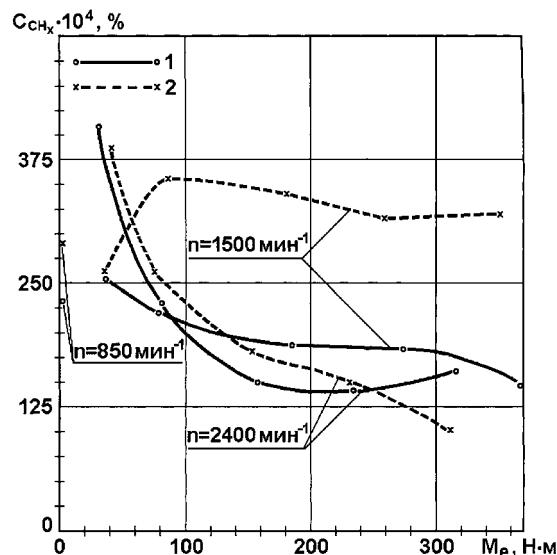


Рис. 9. Зависимость объемной концентрации в ОГ несгоревших углеводородов  $C_{CH_x}$  от частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  дизеля Д-245.12С при использовании различных форсунок:

1 — опытных; 2 — серийных

да углерода СО и углеводородов  $CH_x$ . Из представленных на рис. 8 данных по содержанию в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  следует, что на большинстве исследованных режимов опытные форсунки обеспечивают заметное снижение  $C_{CO}$ . На режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  концентрация  $C_{CO}$  уменьшилась с 0,0240 до 0,0195 %, на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  — с 0,0900 до 0,0400 %, а на режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ , напротив, несколько увеличилась — с 0,0285 до 0,0390 %.

Сравнение расчетных данных по удельным массовым выбросам этого токсичного компонента ОГ показывает, что при переходе от серийных форсунок к опытным удельный массовый выброс монооксида углерода  $e_{CO}$  уменьшился на 30,3 % (см. табл. 2).

Значительный эффект от замены серийных форсунок на опытные получен по выбросам с ОГ несгоревших углеводородов  $CH_x$ . Как следует из анализа данных рис. 9, на большинстве исследованных

режимов переход от серийных форсунок к опытным приводит к сокращению содержания  $CH_x$  в ОГ. Лишь на режиме максимальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  концентрация  $C_{CH_x}$  увеличилась с 0,0100 до 0,0160 %, а на режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  — снизилась с 0,0315 до 0,0145 %, на режиме холостого хода при  $n = 850 \text{ мин}^{-1}$  — уменьшилась с 0,0290 до 0,0230 %. Такое уменьшение содержания  $CH_x$  в ОГ объясняется более резким окончанием подачи топлива и уменьшенным количеством топлива, поступающим в камеру сгорания в завершающей фазе топливоподачи, характеризуемой пониженными давлениями впрыскивания и худшим качеством распыливания топлива.

Проведенные расчеты интегральных на режимах 13-ступенчатого цикла удельных массовых выбросов несгоревших углеводородов  $e_{CH_x}$  также подтвердили значительное уменьшение эмиссии  $CH_x$  при переходе от серийных форсунок к опытным. Такое снижение удельных мас-

совых выбросов этого токсичного компонента ОГ  $e_{\text{CH}_x}$  составило 30,3 % (см. табл. 2).

Таким образом, при анализе интегральных показателей токсичности ОГ, соответствующих работе двигателя на режимах 13-ступенчатого цикла, отмечено улучшение показателей токсичности ОГ при замене серийных форсунок опытными. Лишь удельные массовые выбросы оксидов азота  $e_{\text{NO}_x}$  возросли с 6,459 до 7,159 г/(кВт · ч). При этом удельные массовые выбросыmonoоксида углерода  $e_{\text{CO}}$  снизились с 3,891 до 2,711 г/(кВт · ч), углеводородов  $e_{\text{CH}_x}$  — с 1,133 до 0,790 г/(кВт · ч). Значительно снизилась и дымность ОГ  $K_x$ . Замена серийных форсунок опытными привела также к снижению условного среднего на режимах 13-ступенчатого цикла расхода топлива  $g_e \text{ усл}$  — с 257,8 до 250,6 г/(кВт · ч). Некоторое увеличение выбросов оксидов азота  $e_{\text{NO}_x}$  при использовании опытной форсунки может быть скомпенсировано путем оптимизации угла опережения впрыскивания топлива.

Результаты проведенных исследований подтвердили преимущества форсунок, выполненных с уменьшенной массой подвижных деталей. Для достижения улучшенных показателей транспорт-

ного дизеля необходима дополнительная оптимизация конструкции проточной части распыльителя и суммарной эффективной площади  $\mu_p f_p$  распыливающих отверстий форсунки, а также угла опережения впрыскивания топлива.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2007. — 360 с.
2. **Топливные** системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
3. **Кутовой, В. А.** Впрыск топлива в дизелях [Текст] / В. А. Кутовой. — Машиностроение, 1981. — 119 с.
4. **Лышевский, А. С.** Системы питания дизелей [Текст] / А. С. Лышевский. — Машиностроение, 1981. — 216 с.
5. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелями [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
6. **Файнлейб, Б. Н.** Топливная аппаратура автогусеничных дизелей: Справочник [Текст] / Б. Н. Файнлейб. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
7. **О надежности** работы распылителей / Р. В. Русинов, И. М. Герасимов, А. Г. Семенов и др. // Двигательстроение. — 2000. № 3. — С. 16—17.
8. **Трусов, В. И.** Форсунки автогусеничных дизелей [Текст] / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный / М.: Машиностроение, 1977. 167 с.

В процессе использования жидкостей в качестве рабочих тел или эксплуатационных материалов часто возникает потребность в изменении их физико-химических свойств для улучшения технологических, энергетических, экологических или других показателей. Известно, например, что магнитная обработка воды применялась уже в первые десятилетия двадцатого века для предотвращения образования налета на нагревательных элементах паровых машин путем регулирования процессов образования кристаллов в пересыщенных растворах. Первые опубликованные сообщения и патенты относятся именно к этому периоду.

Простота процедуры, состоящей в том, что жидкость пропускают между полюсами магнита или через соленоид, стимулировала проведение экспериментальных работ на широком круге объектов. Поэтому в последующие годы магнитная обработка применялась не только для водных растворов, но и для нефти, моторных топлив [1, 2], растворов полимеров и др.

В настоящее время опубликовано большое количество работ, в которых акцент делается прежде всего на практическую полезность применения магнитной обработки. Количество изобретений, научных публикаций и рабочих технологий по этой тематике исчисляется сотнями.

В шестидесятые годы прошлого века был обнаружен эффект изменения констант скоростей бимолекулярных реакций между частицами с ненулевыми электронными спинами — радикалами, триплетными молекулами. При наложении магнитных полей напряженностью уже несколько десятков эрстед наблюдалась существенные изменения скоростей реакций в органиче-

# Использование магнитного активатора топлива для улучшения энергетических и экологических показателей ДВС

*В результате теоретического анализа и стендовых испытаний подтверждена гипотеза о положительном влиянии физико-химической активации топлива на энергетические и экологические свойства ДВС мобильных машин. Выявлено, что при использовании магнитного активатора происходит заметное увеличение крутящего момента и мощности двигателя при одновременном снижении удельного расхода топлива и содержания в выпускных газах углекислого газа и соединений углеводородов.*

**Ключевые слова:** магнитная обработка, электромагнитное поле, магнитный активатор топлива.

ских кристаллах, органических и водных растворах. Установлено, что этот эффект обусловлен особенностями динамики столкновений молекул и влиянием магнитного поля на взаимную корреляцию спиновых составляющих волновых функций реагирующих частиц.

Современные исследования процессов, связанных с магнитной обработкой жидкостей, направлены на изучение изменений их физико-технических характеристик: диэлектрической проницаемости, электропроводности, магнитной восприимчивости, коэффициента преломления, плотности, вязкости, поверхностного натяжения, скорости испарения, инфракрасных спектров и других свойств [1–4].

Изменения поверхностного натяжения и скорости испарения, которые по существу определяют изменение одного из ключевых параметров — вязкости как обобщающего фактора

УДК  
537.6/62-404  
К. В. Щурин,  
д-р техн. наук,  
Е. В. Цветкова,  
ст. препод.,  
ГОУ "Орен-  
бургский гос.  
университет"  
Тел.  
8-922-807-6324

ИССЛЕДОВАНИЕ



изменения энергетики молекул жидкости обуславливает изменение теплоты сгорания топлива. Это в значительной степени изменяет условия сжигания топливных смесей в ДВС и соответственно их энергетические и экологические показатели.

Около 25 лет назад получены первые обнадеживающие результаты, связанные с применением процесса омагничивания топлива на различных этапах рабочего цикла ДВС [1–2]; при этом отмечалось возрастание мощности двигателя и его экономичности, значительное уменьшение токсичности выпускных газов.

Для того чтобы эффективно активировать жидкость, ее пропускают в магнитном поле таким образом, чтобы угол между векторами скорости ее движения и вектором магнитной индукции отличался от нуля. Известно, что чем хуже поддается аппарат расчету, тем большее число конструктивных вариантов он имеет. Сегодня имеются свыше 100 вариантов аппаратов для магнитной обработки жидкостей, что затрудняет их классификацию и сопоставление. Работу электромагнитных активаторов определяют в основном четыре параметра:

- напряженность магнитного поля (МП);
- время пребывания топлива в МП;
- скорость прохождения потока;
- градиент напряженности МП.

До настоящего времени нет единого мнения об оптимальных значениях этих параметров в зависимости от отдельных нормируемых показателей рабочих процессов ДВС. В каждом конкретном случае выбирается наиболее значимый выходной параметр ДВС, и на его основе устанавливаются оптимальные рабочие режимы магнитной обработки топлива. При этом скорость потока и время пребывания топлива в МП обусловлены конструкцией активатора и не могут изменяться произвольно. Из этого следует, что для обеспечения эффективного рабочего режима остается только возможность регулирования напряженности МП, которая чаще всего реализуется эмпирически, а точнее — методом проб и ошибок. Именно это обстоятельство обуславливает относительно высокий процент неудач в применении аппаратов для омагничивания топлив.

При магнитной обработке дизельных топлив и бензинов следует ожидать уменьшения средних размеров капель в воздушно-капельной смеси,

поскольку частицы оксидов являются центрами адсорбции примесей смол, асфальтенов, воды и центрами газообразования. Уменьшение средних размеров капель приведет к более полному и равномерному сгоранию смеси и выразится в снижении расхода топлива и уменьшении содержания окиси углерода и азота.

Обработку топлива перед поступлением в камеру сгорания осуществляют в канале топливопровода с переменным сечением. Поскольку любую элементарную частицу жидкости (молекула, ион) в МП сила Лоренца стремится развернуть в соответствии с направлением магнитных силовых линий, то в объеме топливопровода при переменной поляризации возникают эффекты, разрывающие углеводородные "цепочки" топлива, приводя его структуру к такому состоянию, при котором окислительный процесс сгорания протекает значительно эффективнее, сопровождаясь, естественно, уменьшением количества вредных выбросов. Таким образом, увеличение скорости протекания реакций горения в результате изменения структуры топлива на молекулярном уровне повышает полезную мощность ДВС и, в конечном итоге, КПД использования топлива, а также значительно улучшает экологические показатели выпуска.

Наибольший эффект достигается при расположении устройства в непосредственной близости к карбюратору (форсунке, распылителю). В этом случае сохраняется эффект наибольшей структурной перестройки молекул топлива при подготовке к эффективному сжиганию. В предлагаемом устройстве для омагничивания [5–7] подготовка топлива происходит непосредственно перед процессом горения, а время протекания окислительных процессов определяется в основном скоростью протекания реакций горения топлива, которая в свою очередь зависит от состояния углеводородных соединений. Именно в таком исполнении устройство для подготовки топлива перед его сжиганием выполняет наиболее эффективное разрушение "углеводородных цепочек" (водородные связи) и удерживает их в таком состоянии в промежутке времени, необходимом для обеспечения наиболее эффективного процесса сжигания топлива.

Успешному и более широкому внедрению электромагнитной обработки топлив в значительной степени препятствует отсутствие про-

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

стых и надежных методов контроля эффективности омагничивания. Выводы о достигаемом эффекте чаще всего делаются на основании определения тех или иных технологических, экономических или экологических показателей работы двигателей.

В. А. Помазкиным разработаны и запатентованы "Аппарат Помазкина для магнитной обработки воды" [3] и "Экспресс-анализ физической активации жидкостей" [4], в основу которых положен феномен изменения вязкостно-коагуляционных свойств жидкостей, прошедших обработку магнитным полем или подвергнутых другой физической активации. В экспресс-анализе порошок, не растворимый в исследуемой жидкой среде, оседает в ней со скоростью, которая изменяется в зависимости от вязкости жидкости и размеров частиц порошка. Поскольку омагничивание приводит к усилению коагуляции, т. е. к укрупнению размеров частиц и уменьшению вязкости, то оба этих фактора приведут к увеличению скорости оседания порошка. В отличие от известной "реакции Пиккарди" изменение скорости оседания порошка не сопряжено с какими-либо изменениями химических свойств жидкости или порошка, т. е. способ основан на чисто физическом явлении, что делает его более стабильным и повышает воспроизводимость получаемых с его помощью результатов.

Разработанный способ позволяет не только обнаружить феномен изменения свойств жидкости, вызванных ее магнитной обработкой, но и дает возможность количественной оценки глубины этих изменений, т. е. позволяет сформировать обоснованное заключение о характере скрытых процессов магнитной активации. Диапазон контроля степени омагниченности различных по химическому составу сред у способа [4] существенно шире, чем у известных аналогичных способов, и его можно использовать для индикации физической активации спир-

тов, масел, топлив органических растворителей и других жидких сред.

Авторами разработан и защищен патентом Российской Федерации "Магнитный активатор жидких сред" [7]. Принципиальное отличие активатора от ближайшего аналога [3] заключается в том, что омагничивание происходит не в ограниченных локальных объемах (рабочих зазорах), а на всем пути следования жидкости, так как его конструкция предусматривает зигзагообразное движение жидкости, например топлива, внутри активатора. При этом пересечение магнитных силовых линий происходит под углом, незначительно отличающимся от  $90^\circ$ , что является предпосылкой достижения максимального эффекта омагниченности. Длина пути следования жидкости в зависимости от количества магнитных дисков активатора становится в 5–7 раз больше продольного размера самого активатора, поскольку жидкость перемещается не вдоль оси активатора, а зигзагообразно по отношению к ней. Это позволяет существенно увеличить коэффициент использования рабочего объема (КИРО) и времени экспозиции обрабатываемой жидкости в МП. Так, в случае выполнения концентратора из 8–15 дисков КИРО будет равен соответственно 2,7–4,8. Учитывая, что в существующих конструкциях аппаратов он не превышает значения 0,25, КИРО предлагаемого активатора в 10–19 раз больше. Время пребывания жидкости в МП (экспозиция) при скорости ее движения в рабочей магистрали 0,2–0,5 м/с в этом активаторе составляет 1,2–2,5 с, что в 10–12 раз превышает соответствующие показатели аналогов [1–3].

Одной из важнейших особенностей активатора является возможность регулировки при настройке всех четырех магнитотропных параметров. При настройке же известных аналогичных аппаратов предусмотрена регулировка лишь одного параметра — напряженности МП.

На основании изложенного сформулируем следующие промежуточные выводы:

— факт положительного влияния физической активации ГСМ подтвержден многочисленными исследованиями с большой степенью достоверности;

— механизм влияния характеристик МП на физико-энергетические и служебные характеристики ГСМ требует проведения дополнительных исследований.

Для реализации последнего тезиса проведены сравнительные экспериментальные исследования, по результатам которых дана оценка изменений энергетических и экологических показателей ДВС для двух вариантов топливной системы ДВС — штатной (серийной) и оборудованной активатором для омагничивания топлива [7]. Стендовые испытания проведены с использованием методики активного эксперимента.

Преимущества активных экспериментов сформулированы на основе большого количества теоретических и эмпирических исследований и заключаются в следующем:

— установлен четкий порядок проведения экспериментов, организация обработки результатов formalизована и легко поддается аппроксимации, что упрощает анализ результатов испытаний и делает его более полным;

— имеется возможность получения результатов экспериментов в виде математических зависимостей с компьютерной обработкой на любом этапе;

— достигается необходимая точность экспериментов при минимизации количества опытов с использованием методик неполных факторных экспериментов;

— реализуется возможность количественного определения корреляционных связей между большим числом факторов, что позволяет исключить из рассмотрения второстепенные факторы;

— эффективно используются методы оптимизации при решении так называемых экстремальных задач, когда при минимальном количестве опытов можно найти область оптимума и получить ее математическую модель.

В состав технической базы испытаний входили:

- 1) магнитный активатор топлива [7];
- 2) двигатель ВАЗ-2106;
- 3) обкаточно-тормозной стенд КИ 5543;

4) газоанализатор "Инфракар-1М";

5) электронный тахометр 7ТЭ;

6) мультиметр MASTECH MS8229;

7) электронные весы МТ-1693;

8) секундомер JS-7064.

Магнитный активатор устанавливался в разрез топливного шланга между карбюратором и топливным насосом. Испытания активатора заключались в снятии внешней и частичной скоростных характеристик автомобильного карбюраторного двигателя на обкаточно-тормозном стенде в двух комплектациях системы питания: штатное состояние и состояние с активатором топлива [7]. Нормативная база испытаний — ГОСТ 14846—81 (с изменениями 2003 г.) "Двигатели автомобильные. Стендовые испытания".

В процессе испытаний измеряли следующие параметры:

— часовой расход топлива, л/ч;

— крутящий момент на валу двигателя, Н · м;

— частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Замеры исследуемых параметров проводились дискретно при четырех положениях открытия дроссельной заслонки: 25, 50, 75 и 100 % на каждом из пяти уровней нагрузки, который изменялся путем перемещения ножей жидкостного реостата стендса от нижнего положения (100 %) до верхнего (50 %) с интервалом 12,5 %.

Содержание токсичных компонентов СО и СН в отработавших газах определялось при работе двигателя на холостом ходу для двух частот вращения коленчатого вала: минимальной  $n_{\min} = 850\text{--}900 \text{ мин}^{-1}$  и повышенной  $n_{\text{пов}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ .

В процессе проведения экспериментальных исследований был осуществлен замер расхода топлива, токсичности и мощности двигателя ВАЗ-2106. Испытания проводились на различных режимах работы двигателя с постепенным открытием дроссельной заслонки и постепенным изменением внешней нагрузки. Все исследования проводились при атмосферных условиях, близких к стандартным — температура воздуха 22—25 °C, влажность 55—65 %, атмосферное давление 755—760 мм рт. ст., что соответствует стандартным условиям испытаний по ГОСТ 14846—81 "Двигатели автомобильные. Стендовые испытания". Топливо — бензин "Лукойл" Экто-92 (ГОСТ Р 51105—97) из одной партии.

Таблица 1

## Результаты сравнительных испытаний двигателя по крутящему моменту на валу

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Крутящий момент, Н · м, при:														
	100 %			87,5 %			75 %			62,5 %			50 %		
	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %
100	89,5	94,0	5,0	88,6	94,	6,1	87,7	94	7,2	98,8	103,8	5,0	106,4	115,7	8,7
75	89,5	94,0	5,0	88,6	94,0	6,1	87,7	94	7,2	98,8	104,8	6,0	89,7	99,2	10,6
50	76,5	78,3	2,4	76,5	78,3	2,4	73,7	77,4	5,0	68,1	67,6	-0,8	60,1	64,4	7,2
25	54,1	55,8	3,2	56,9	54,8	3,6	52,8	54,8	3,9	46,6	43,1	-7,6	17,5	18,4	5,0

Таблица 2

## Результаты сравнительных испытаний двигателя по содержанию токсичных компонентов в отработавших газах

Токсичный компонент	Значения показателя при частоте вращения вала					
	$n_{\min} = 850 - 900$ об/мин			$n_{\text{пов}} = 3000$ об/мин		
	Штатное	Активатор	Отн. изм., %	Штатное	Активатор	Отн. изм., %
CO, %	0,85	0,73	-14,1	1,16	0,99	-14,6
CH, ppm	985	763	-22,5	445	345	-22,7

Температура охлаждающей жидкости и моторного масла соответствовала значениям, установленным заводом-изготовителем.

Результаты сравнительных испытаний двигателя в штатном состоянии и с магнитным активатором [7] по основным показателям представлены табл. 1—3.

По результатам проведенных испытаний выявлено, что при использовании

магнитного активатора [7] крутящий момент увеличился в среднем на 4,2 %, мощность двигателя на 3,905 %, удельный расход топлива уменьшился на 6,2 %, содержание углекислого газа в выпускных газах снизилось на 14,35 %, а соединений углеводородов — на 22,6 %.

Изменение выходных характеристик ДВС можно объяснить тем, что топливо, проходя через камеру активатора, стано-

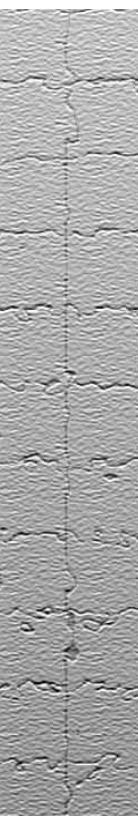


Таблица 3

## Результаты сравнительных испытаний двигателя по мощности

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Значения мощности, кВт, при различной степени погружения ножей реостата														
	100 %			87,5 %			75 %			62,5 %			50 %		
	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %	Штатное	Активатор	Отн.изм., %
100	14,9	15,5	4,3	15,0	15,7	5,1	15,3	16,2	5,9	22,9	24,1	5,2	40,7	43,7	7,2
75	14,9	15,5	4,3	15,0	15,7	5,1	15,3	16,2	5,9	22,8	24,1	7,0	33,4	36,4	8,9
50	12,6	12,9	1,8	12,8	13,0	1,8	12,7	13,2	4,0	14,8	15,2	2,6	21,2	22,5	6,0
25	8,8	9,1	2,5	9,4	9,0	4,8	8,9	9,2	2,9	9,4	9,2	-2,3	5,6	5,9	4,7

вится более мелкодисперсным (силовые линии магнитного поля "рубят" углеводородную цепочку). Процесс сгорания топлива происходит быстрее и более полно, в связи с чем увеличивается его теплота сгорания и, соответственно, возрастает мощность. Происходит увеличение образования высокоактивных газовых "пузырьков", которые способствуют очистке стенок деталей систем подачи топлива от отложений, т. е. двигатель с активатором топлива в процессе эксплуатации самоочищается. Применение активатора топлива в аспекте темы тюнинга, популярность и прикладное значение которой существенно возросли в последние годы, является собой комплексный подход к улучшению эксплуатационных показателей ДВС, в том числе их защиты от некачественного топлива, при весьма невысокой стоимости предлагаемого устройства.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Головин, В. В. Устройство для магнитной обработки топливно-воздушной смеси [Текст] / В. В. Головин. А. с. СССР № 1477929 ГО2М27/00, 1987.

2. Звонов, В. А. и др. Устройство для обработки топливно-воздушной смеси в карбюраторном двигателе внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Звонов. А.с. СССР № 1121476 ГО2М27/04, 1983.
3. Помазкин, В. А. Аппарат Помазкина для магнитной обработки воды [Текст] / В. А. Помазкин. Патент РФ № 2096339, 1997.
4. Помазкин, В. А. Экспресс-анализ физической активации жидкостей [Текст] / В. А. Помазкин. Патент РФ № 2096759, 1997.
5. Помазкин, В. А. Оценка эффективности магнитной активации автомобильных топлив [Текст] / В. А. Помазкин, К. В. Шурина, Е. В. Цветкова. "Прогрессивные технологии в транспортных системах": сборник материалов IX Российской научно-практической конференции. — Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2009. — С. 282—291.
6. Цветкова, Е. В. Магнитная обработка топлива — как способ улучшения эксплуатационных показателей автомобильных двигателей [Текст] / Е. В. Цветкова, В. А. Помазкин, К. В. Шурина, А. Н. Гулин. // Сборник материалов Международной научной конференции "Наука и образование: фундаментальные основы, технологии, инновации", часть 6. — Оренбург, 2010. — С. 208—212.
7. Помазкин, В. А. Магнитный активатор жидких сред [Текст] / В. А. Помазкин, К. В. Шурина, Е. В. Цветкова. Патент РФ на изобретение № 2411190, 2011.

**Грузовик**

**Вниманию читателей!**

**ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"**

принимает подписку на журнал на 2011 г.

При подписке через издательство Вы

- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства

**Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.**

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы  
107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499) 269-48-97  
E-mail: [realiz@mashin.ru](mailto:realiz@mashin.ru); [www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)

Актуальность темы статьи определяется ее направленностью на решение крупной проблемы: повышение эксплуатационных качеств (плавности хода, комфортности) транспортно-технологических средств (ТТС) с роторно-винтовыми двигателями (РВД) путем применения упругой подвески двигателей и разработки методики расчета ее оптимальных параметров.

В настоящее время плавность хода практически всех отечественных и зарубежных роторно-винтовых машин (РВМ), эксплуатируемых в условиях бездорожья, не удовлетворяет действующим нормам вибонагруженности из-за несовершенства виброзащитных свойств подвески. Это связано с применением практически на всех РВМ жестких подвесок двигателей. Несовершенство систем подрессоривания снижает производительность и повышает эксплуатационные расходы ТТС с РВД, ухудшает самочувствие и здоровье людей, сохранность грузов, ускоряет износ агрегатов машины. Вследствие несовершенства методики уровня колебаний в разных точках кузова машины виброускорения на местах водителей и пассажиров таких машин превышают уровень, опасный для здоровья, что приводит к профессиональным заболеваниям, а также к снижению скоростей движения, в результате чего ухудшается топливная экономичность, надежность и другие эксплуатационные качества бесрессорных РВМ.

Решением указанной проблемы является разработка РВМ с упругой подвеской двигателей и получение методики выбора оптимальных характеристик упруго-вязкой подвески двигателей, обеспечивающих наилучшую плавность хода при сохранении необходимой скорости

# Методология расчета колебаний роторно-винтовой машины с упруго-вязкой подвеской

Изложена новая методология исследования процесса колебаний роторно-винтовых машин, учитывающая, что упруго-вязкая подвеска машин с роторно-винтовым двигателем является зависимой в продольном направлении. При применении операторного метода лаплас-трансформации реализована система из шести дифференциальных уравнений, полностью отображающая колебания роторно-винтовых машин на упругой подвеске, что позволило получить изображения функций перемещения произвольной точки кузова в виде амплитудно-частотных (АЧХ), фазо-частотных (ФЧХ) и передаточных характеристик (ПХ) колебательной системы.

**Ключевые слова:** роторно-винтовая машина, упруго-вязкая подвеска, преобразование лапласа, амплитудно-частотная характеристика, фазо-частотная характеристика.

движения и возможности преодоления препятствий.

Начало изучению теории подрессоривания машины положил немецкий ученый Е. Лер (E. Lehr). На первом этапе существенный вклад в развитие колебаний внесли П. М. Воинов, В. А. Глух, П. И. Груздев, И. Г. Пархиловский, Р. В. Ротенберг, Е. А. Чудаков, В. Б. Цимбалин, Р. Langer, W. Thome, F. Reiher, M. Olley.

К наиболее известным работам по теории колебаний АТС 50—70-х годов следует отнести работы А. А. Акопяна, Б. М. Елисеева, Я. М. Певзнера, О. К. Прутчикова, А. А. Тихонова, Н. Н. Яценко [1], B. DeCarbon, F. Grbuss, R. Janewan, Ю. Б. Беленьского, Ю. Ю. Беленьского, А. А. Мельникова [2], А. А. Силаева, И. Г. Пархиловского, Р. И. Фурундзиева [3], А. И. Останкина. Актив-

УДК 625

А. П. Куляшов,  
д-р техн. наук,  
Нижегород-  
ский гос. техн.  
ун-т (г. Нижний  
Новгород),  
И. Г. Кукина,  
канд. техн. наук,  
Нижегород-  
ский гос. архи-  
тектурно-  
строительный  
ун-т (г. Нижний  
Новгород)  
E-mail:  
istkuklina@  
rambler.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ

77

ная виброзащита автомобилей и водителей — тема работ К. В. Фролова, А. В. Синева, В. Д. Шарапова, А. А. Хачатурова.

Исследованию и созданию транспортных и технологических средств с РВД посвятили свои труды В. И. Вологдин, А. А. Крживицкий, В. И. Гавага, С. В. Рукавишников, В. И. Захаренков, Н. Ф. Кошарный, Р. А. Хабутдинов, М. М. Танкелевский, А. Ф. Николаев [4], А. П. Куляшов [5], Л. В. Барахтанов, Ю. П. Адясов, В. Е. Колотилин, Л. С. Левшунов, В. А. Шапкин.

Идея исследования линейно-контактного метода описания колебаний машин, движителями которых являются роторы, принадлежит А. П. Куляшову и Л. В. Барахтанову. Исследованиям статистической оценке колебаний РВМ посвятил свои труды В. А. Шапкин.

Целью дальнейших изысканий авторов статьи является разработка методики расчета и анализа пространственных колебаний роторно-винтовых

машин, учитывающей линейный контакт движителей и трассы, с целью выбора конструкции и оптимальных характеристик упругой подвески движителей.

На основе анализа оптимальной схемы упруго-вязкой подвески для РВМ была предложена конструкция роторно-винтовой машины, упругая подвеска которой состоит из упругого (винтовая пружина), гасящего (амортизатор) и направляющего (продольные и поперечные тяги) устройств (рис. 1).

На предлагаемое устройство (см. рис. 1) упруго-вязкой подвески роторно-винтовой машины получен патент [6]. После конструктивной проработки чертежей изготовлена модель роторно-винтовой машины данной конструкции.

Применение предлагаемого решения позволяет простыми техническими средствами снизить колебания кузова машины с роторно-винтовыми движителями, улучшить комфортность

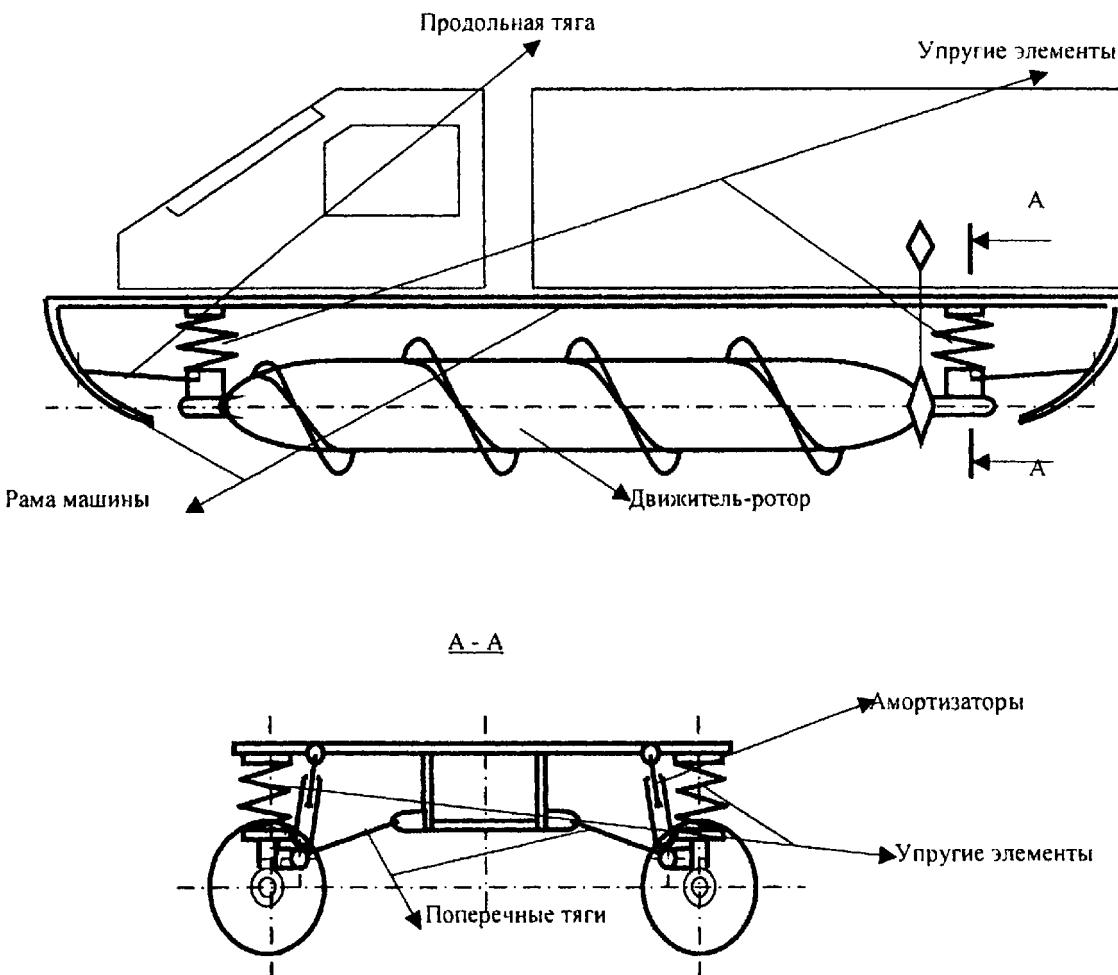


Рис. 1. Конструктивная схема роторно-винтовой машины с упругой подвеской движителей

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

и увеличить надежность агрегатов движительного комплекса машины. Таким образом, проведение эксперимента осуществлялось на действующей масштабной модели роторно-винтовой машины с совершенно новой, запатентованной конструкцией упруго-вязкой подвески.

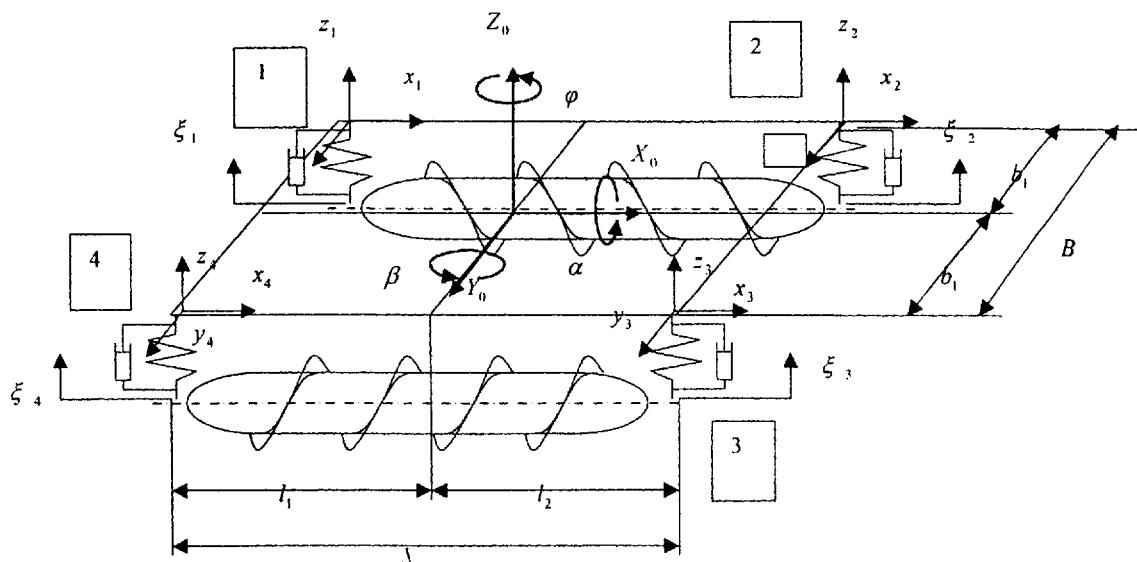
Полученная конструктивная схема (см. рис. 1) и изготовленная по ней масштабная модель послужили основой для математического и натурного экспериментов с целью получения единой методики расчета колебаний машин, имеющих линейный контакт движителей и трассы.

Учитывая различные цели исследований легко строится эквивалентная система, соответствующая пространственным колебаниям ТТС, движителями которого являются роторы, которая упрощается настолько, насколько это позволяют условия задачи, в частных случаях вид ее

приводится к схемам для расчета колебаний РВМ в продольной и поперечной плоскостях (рис. 2).

Система зависимостей геометрических параметров подпрессоренной массы машины между собой:

$$\left. \begin{aligned} Z_0 &= \frac{1}{2L} [(z_2l_1 - z_1l_2) - (z_3l_1 - z_4l_2)]; \\ \varphi &= \frac{1}{B} [(x_4 - x_1) + (x_3 - x_2)] + \\ &+ \frac{1}{L} [(y_1 - y_2) + (y_4 - y_3)]; \\ X_0 &= \frac{1}{B} [(x_4b_1 - x_1b_2) + (x_3b_1 - x_2b_2)]; \\ \alpha &= \frac{1}{B} [(z_1 - z_4) + (z_2 - z_3)]; \\ Y_0 &= \frac{1}{L} [(y_1l_2 - y_2l_1) + (y_4l_2 - y_3l_1)]; \\ \beta &= \frac{1}{L} [(z_2 - z_1) + (z_3 - z_4)]. \end{aligned} \right\} (1)$$



**Рис. 2. Эквивалентная трехмассовая система:**

1—4 — исследуемые точки крепления упруго-вязкой подвески к кузову РВМ.  
 $Z_0, j, X_0, \alpha, Y_0, \beta$  — перемещения центра тяжести подпрессоренной части и углы ее поворота;  $z_1, z_2, z_3, z_4$  — перемещения точек кузова над осью передних или задних креплений роторов;  $x_1, x_2, x_3, x_4$  — горизонтальные продольные перемещения;  $y_1, y_2, y_3, y_4$  — горизонтальные поперечные перемещения;  $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$  — перемещения неподпрессоренных масс машины (роторов);  $L$  — расстояние между точками крепления подвесок машины в продольном направлении;  $l_1, l_2$  — расстояние от точек крепления подвесок машины до центра тяжести кузова в продольном направлении;  $B$  — расстояние между точками крепления подвесок машины в поперечном направлении;  $b_1, b_2$  — расстояние от точек крепления подвесок машины до центра тяжести кузова в поперечном направлении

Колебания неподпрессоренных масс машины (роторов) описываются перемещениями  $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$  (рис. 3). Причем

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \xi_2 - \beta L; \\ \xi_4 &= \xi_3 - \beta L. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Следует отметить, что система (2) зависимостей координат  $\xi_1$  от  $\xi_2$  и  $\xi_4$  от  $\xi_3$ , характерная только для роторно-винтовых машин, впервые будет введена в классические уравнения колебаний в данной работе. Система (1) учитывает линейный контакт движителей и трассы движения роторно-винтовой машины, чем существенно отличается от методик колебаний машин с традиционными типами движителей, имеющих точечный контакт движителя и грунта.

Для вывода уравнений динамики используются силы  $Z_n, X_n, Y_n$ , действующие на массы машины. Сила  $Z_n$ , передающаяся через подвеску, состоит из двух слагаемых:  $Z_p$  — от упругого элемента и  $Z_a$  — от амортизатора. Силы  $Z_n, X_n$  и  $Y_n$  заменяют собой действие подвески, а величины их зависят друг от друга. Получается следующая система уравнений зависимостей динамических сил:

$$\left. \begin{aligned} Z_{n1} &= 2C_{p1}(z_1 - \xi_1) + 2k_1(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1); \\ Z_{n2} &= 2C_{p2}(z_2 - \xi_2) + 2k_2(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2); \\ Z_{n3} &= 2C_{p3}(z_3 - \xi_3) + 2k_3(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3); \\ Z_{n4} &= 2C_{p4}(z_4 - \xi_4) + 2k_4(\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4); \\ X_{n1} &= Z_{n1}\operatorname{tg}\beta; X_{n2} = Z_{n2}\operatorname{tg}\beta; \\ Y_{n1} &= Z_{n1}\operatorname{tg}\alpha; Y_{n2} = Z_{n2}\operatorname{tg}\alpha; \\ X_{n3} &= Z_{n3}\operatorname{tg}\beta; X_{n4} = Z_{n4}\operatorname{tg}\beta; \\ Y_{n3} &= Z_{n3}\operatorname{tg}\alpha; Y_{n4} = Z_{n4}\operatorname{tg}\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Дифференциальные уравнения колебаний составляют, пользуясь уравнениями динамики или уравнением Лагранжа. Так как в решении данной задачи для нас важнее взаимосвязь геометрических и силовых параметров, то используются уравнениями динамики. Уравнения равновесия

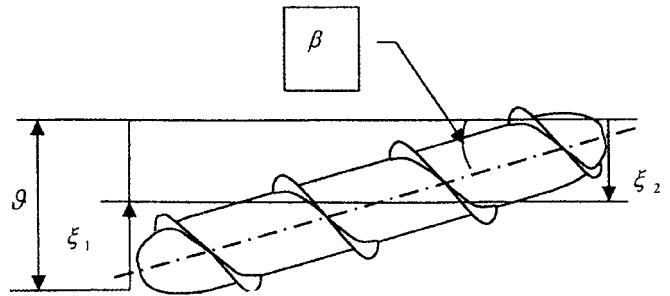


Рис. 3. Линейная зависимость перемещений крайних точек роторов:

$\xi_1, \xi_2$  — перемещения неподпрессоренных масс машины (роторов);  
 $g$  — перемещение ротора машины при наезде на препятствие;  
 $\beta$  — угол наклона ротора машины при наезде на препятствие

системы (см. рис. 2), полученные по принципу Даламбера:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z}_0 + Z_{n1} + Z_{n2} + Z_{n3} + Z_{n4} &= H_z(t); \\ M\ddot{x}_0 + X_{n1} + X_{n2} + X_{n3} + X_{n4} &= H_x(t); \\ M\ddot{y}_0 + Y_{n1} + Y_{n2} + Y_{n3} + Y_{n4} &= H_y(t); \\ M\rho_x^2\ddot{\alpha} + Z_{n1}b_1 + Z_{n2}b_1 - Z_{n3}b_2 - Z_{n4}b_2 &= M_\alpha(t); \\ M\rho_z^2\ddot{\phi} + X_{n4}b_2 + X_{n3}b_2 - X_{n1}b_1 - X_{n2}d_1 + Y_{n4}l_1 + \\ &+ Y_{n1}l_1 - Y_{n2}l_2 + Y_{n3}l_2 &= M_\phi(t); \\ M\rho_x^2\ddot{\alpha} + Z_{n1}b_1 + Z_{n2}b_1 - Z_{n3}b_2 - Z_{n4}b_2 &= M_\alpha(t); \\ M\rho_y^2\ddot{\beta} + Z_{n3}l_2 + Z_{n2}l_2 - Z_{n4}l_1 - Z_{n1}l_1 &= M_\beta(t). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Чтобы получить уравнения движения для системы координат (см. рис. 2), используются формулы системы (3) и записываются выражения для  $Z_n$  через координаты  $z_1, z_2, z_3, z_4$ . Подставляя эти выражения в дифференциальные уравнения равновесия системы (4), выводят систему дифференциальных уравнений [5], представляющую собой наиболее полный и конкретный расчет перемещений (линейных и угловых) точек роторно-винтовой машины. Решать систему уравнений (5) следует, если известны значения колебаний, т. е. получены опытным путем граничные значения величин  $z_1, z_2, z_3, z_4, Z_0, X_0, Y_0, \phi, \alpha, \beta, \xi_1$  и  $\xi_3$  и за-

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

ранее заданы параметры машины ( $L$  и  $B$ ), а надо определить коэффициенты сопротивления амортизаторов  $k_1, k_2, k_3, k_4$  и жесткость упругих элементов  $C_{p1}, C_{p2}, C_{p3}, C_{p4}$

$$\left. \begin{aligned}
 M\ddot{z}_0 + 2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}[z_1 - \xi_1] + 2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + 2C_{p2}[z_2 - \xi_2] + \\
 + 2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}[z_3 - \xi_3] + 2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + 2C_{p4}[z_4 - \xi_4] = H_z(t); \\
 M\ddot{x}_0 + 2k_1\tg\beta[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}\tg\beta[z_1 - \xi_1] + 2k_2\tg\beta[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + \\
 + 2C_{p2}\tg\beta[z_2 - \xi_2] + 2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}\tg\beta[z_3 - \xi_3] + 2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + \\
 + 2C_{p4}\tg\beta[z_4 - \xi_4] = H_x(t); \\
 M\ddot{y}_0 + 2k_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p1}\tg\alpha[z_1 - \xi_1] + 2k_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] + 2C_{p2}\tg\alpha[z_2 - \xi_2] + \\
 + 2k_3[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p3}\tg\alpha[z_3 - \xi_3] + 2k_4[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + \\
 + 2C_{p4}\tg\alpha[z_4 - \xi_4] = H_z(t); \\
 M\rho_z^2\ddot{\phi} + \left(2C_{p4}b_2[z_4 - \xi_4] + 2k_4b_2[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] + 2C_{p3}b_2[z_3 - \xi_3] + 2k_3b_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] - \right. \\
 \left. - 2C_{p1}b_1[z_1 - \xi_1] - 2k_1b_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] - 2C_{p2}b_1[z_2 - \xi_2] - 2k_2b_1[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2]\right)\tg\beta + \\
 + \left(2C_{p1}l_1[z_1 - \xi_1] + 2k_1l_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p4}l_1[z_4 - \xi_4] + 2k_4l_1[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] - \right. \\
 \left. - 2C_{p2}l_2[z_2 - \xi_2] - 2k_2l_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - 2C_{p3}l_2[z_3 - \xi_3] - \right. \\
 \left. - 2k_3l_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3]\right)\tg\alpha = M_\phi(t); \\
 M\rho_x^2\ddot{\alpha} + 2C_{p1}b_1[z_1 - \xi_1] + 2k_1b_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] + 2C_{p2}b_1[z_2 - \xi_2] + \\
 + 2k_2b_1[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - 2C_{p3}b_2[z_3 - \xi_3] - 2k_3b_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] - 2C_{p4}b_2[z_4 - \xi_4] - \\
 - 2k_4b_2[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] = M_\alpha(t); \\
 M\rho_y^2\ddot{\beta} + 2C_{p3}l_2[z_3 - \xi_3] + 2k_3l_2[\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3] + 2C_{p2}l_2[z_2 - \xi_2] + 2k_2l_2[\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2] - \\
 - 2C_{p4}l_1[z_4 - \xi_4] - 2k_4l_1[\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4] - 2C_{p1}l_1[z_1 - \xi_1] - 2k_1l_1[\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1] = M_\beta(t).
 \end{aligned} \right) \quad (5)$$

Для того чтобы полученная система дифференциальных уравнений колебаний роторно-винтовой машины была решаемая, вводится ряд допущений:

- диссипативные силы подвески учитываются коэффициентами сопротивления амортизаторов;
- установленные амортизаторы двусторонние, имеют одинаковые коэффициенты сопротивления как при прямом ходе роторов, так и при обратном;
- относительно продольной оси машины подвеска принимается симметричной;
- неподрессоренные массы задаются в виде прямых линий;

- характер взаимодействия роторов с дорогой определяется заданием соответствующих сил;
- центр тяжести машины совпадает с его геометрическим центром.

Рассматривая систему дифференциальных уравнений (5) можно заметить, что все колебания связаны между собой. Если возбудить вертикальные колебания, то обязательно возникнут продольно-угловые колебания (галопирование) и колебания неподпрессоренных масс, т. е. все обобщенные координаты будут совершать колебания одновременно.

Далее колебательный процесс РВМ будет изучается по частотным характеристикам в зависимости от того, какой колебательный процесс рассматривается.

В случае непрерывного возмущения использован приближенный метод линеаризации нелинейных характеристик подвески. Нелинейные упругие и демпфирующие силы представляются в виде двух слагаемых линейной части и нелинейной:

$$\begin{aligned}\theta(z_i; \dot{z}_i) &= \theta_L(z_i; \dot{z}_i) + \theta_H(z_i; \dot{z}_i); \\ \theta(\xi_i; \dot{\xi}_i) &= \theta_L(\xi_i; \dot{\xi}_i) + \theta_H(\xi_i; \dot{\xi}_i).\end{aligned}\quad (6)$$

Основным источником низкочастотных колебаний РВМ являются неровности пути, которые носят вероятностный, случайный характер. Поэтому для описания характеристик воздействий на роторно-винтовые машины следует применять вероятностные методы — теорию случайных величин и для полной оценки — теорию случайных функций. Участки движения этих машин настолько разнообразны, что могут встретиться и такие, где подряд расположено несколько почти гармонических неровностей. При необходимости и желании рассмотреть движение машины при почти периодическом воздействии используется частный случай вероятностного процесса — узкополосный случайный процесс.

Кроме этих двух воздействий, возможно и третье — переход единичной выбоины или неровности. Такое воздействие также характерно для трасс движения роторно-винтовых машин.

Во всех случаях в результате замера характеристик профиля получается функция высоты неровностей от пройденного пути  $l$ :

$$q = q_0 \sin \lambda, 0 \leq l \leq l_0, \quad (7)$$

где  $2q$  — высота неровности;  $l_0$  — ее длина.

Полученное выражение принимается в качестве исходного для расчета плавности РВМ при переходе единичной неровности. Периодические неровности можно представить как непрерывное повторение единичных неровностей. Формулы для единичной и периодической неровностей целесообразно переписать в виде функции времени  $t$ :

$$l = vt, \quad (8)$$

где  $v$  — скорость движения машины.

Основной характеристикой случайной функции неровности является ее математическое ожидание  $q_{cp}$  и автокорреляционная функция:

$$R(l^*) = \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^{L} q(l+l^*)q(l)dl, \quad (9)$$

где  $q(l+l^*)$  — значение функции неровностей при смещении аргумента на величину  $l^*$ .

При исследовании плавности хода роторно-винтовых машин приходится рассматривать случай, когда воздействие характеризуется двумя составляющими (различие неровностей под левым и правым роторами).

Тогда следует ввести наряду с автокорреляционной функцией также и взаимные корреляционные функции. Для воздействий  $q_{x1}(l^*)$  и  $q_{x2}(l^*)$  взаимные корреляционные функции имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} R_{x1, x2}(l^*) &= \\ &= \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^{L} q_{x2}(l+l^*)q_{x1}(l)dl; \\ R_{x2, x1}(l^*) &= \\ &= \lim_{L \rightarrow \infty} \frac{1}{2L} \int_{-L}^{L} q_{x1}(l+l^*)q_{x2}(l)dl. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Взаимные корреляционные функции характеризуют связь между составляющими воздействия на левый и правый роторы. Несмотря на большую

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

универсальность и общность корреляционных функций как характеристик случайных процессов, в практических исследованиях широкое применение нашли спектральные характеристики. Формулы прямого и обратного преобразования Фурье для взаимных корреляционных функций и спектральных плотностей:

$$S_{x1, x2}(\omega) = \int_0^{\infty} R_{x1, x2}(l^*) e^{-j\omega l^*} dl^*; \quad (11)$$

$$R_{x1, x2}(l^*) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} S_{x1, x2}(\omega) e^{j\omega l^*} d\omega.$$

Корреляционная функция и спектральная плотность процесса  $Z(t)$  равны соответственно:

$$R_z(l^*) = R_{x1}(l^*) + R_{x2}(l^*) + R_{x1, x2}(l^*) + R_{x2, x1}(l^*), \quad (12)$$

$$S_z(\omega) = S_{x1}(\omega) + S_{x2}(\omega) + S_{x1, x2}(\omega) + S_{x2, x1}(\omega).$$

Для некоррелированных процессов:

$$R_z(l^*) = R_{x1}(l^*) + R_{x2}(l^*); \quad (13)$$

$$S_z(\omega) = S_{x1}(\omega) + S_{x2}(\omega).$$

Дисперсия выходной координаты колебательной системы РВМ

$$\bar{z}_i^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{zI}(\omega) d\omega =$$

$$= \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_{il}(i\omega)|^2 S_{\theta_{cj}}(\omega) d\omega, \quad (14)$$

где  $S_{zI}(\omega)$  и  $S_{\theta_{cj}}$  — спектральные плотности выходной и входной координат;  $|W_{il}(i\omega)|$  — передаточная функция.

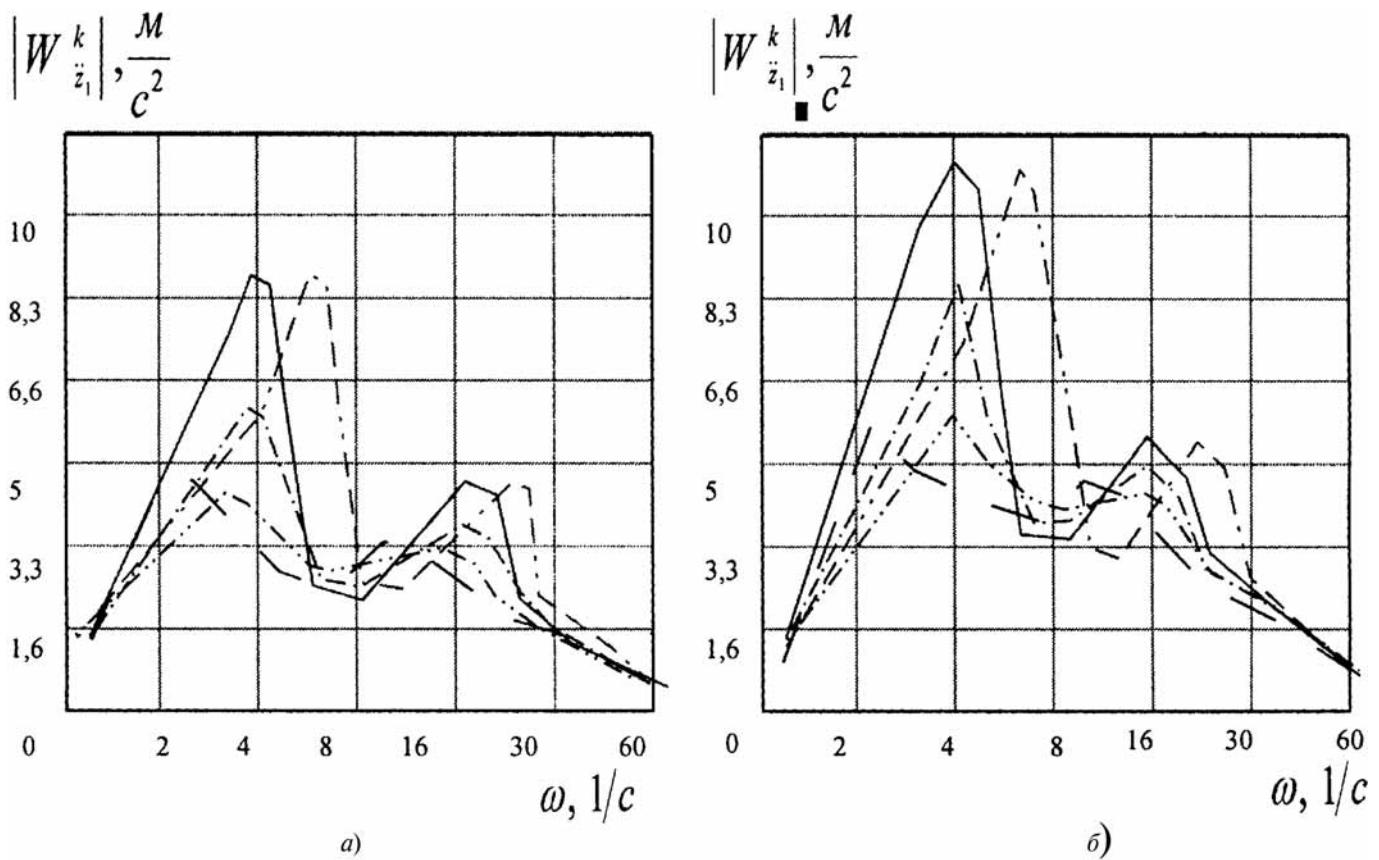
При расчете подпрессоренных систем РВМ использовался численный метод определения среднего квадрата переменных. Этот метод состоит в том, что

множители  $|W_{jl}(j\omega)|^2$  и  $S_{\theta_{ij}}(\omega)$  в выражении (14) вычисляются отдельно, затем соответствующие значения перемножают.

Характер протекания модуля передаточной функции и спектральной плотности воздействия в зависимости от  $\omega$  представляет самостоятельный интерес, так как показывает области усиления колебаний при гармоническом воздействии, вызванных резонансными свойствами системы, области наиболее интенсивного сосредоточения спектра воздействия со стороны случайного профиля, а также их взаимное расположение. Такой качественный анализ позволяет сразу, без вычислений, указать опасные режимы движения машины, поскольку в зависимости от характеристик системы форма спектральных характеристик меняется и при совпадении максимумов спектральной плотности и модуля передаточной функции следует ожидать наибольшие колебания остова РВМ.

Исследование модели динамики РВМ проводилось частотным методом на основе анализа АЧХ системы и спектральной плотности выходного сигнала. Имея АЧХ точек в носовой части машины и в задней части машины у двигателя и спектральную плотность сигнала, рассчитанную по формуле (14), можно получить спектральную плотность на выходе системы. Спектральная плотность входного сигнала не зависит от характеристик подвески и параметров конструкции роторно-винтовой машины, поэтому характеристика спектральной плотности на выходе при исследовании работы РВМ в заданных условиях менялась путем изменения амплитудно-частотной характеристики.

АЧХ ускорений исследуемой точки кузова роторно-винтовой машины отражены на рис. 4 и демонстрируют влияние изменения величины коэффициента сопротивления амортизаторов и жесткости пружин на вид протекания реализаций характеристик, которые представляют собой



**Рис. 4. АЧХ, отражающие вертикальные ускорения исследуемой точки модели роторно-винтовой машины, соответствующие разной величине коэффициентов сопротивления амортизаторов и жесткости пружин:**

а — положение точек роторов  $\xi_1$  и  $\xi_4$ ;  $\xi_2$  и  $\xi_3$  синхронно как показано на рис. 2; б — положение точек роторов  $\xi_1$  и  $\xi_4$ ;  $\xi_2$  и  $\xi_3$  находится в противофазе (профиль трассы под роторами коррелирован); —  $k = 0,4 \cdot 10^3$  Н·с/м;  $C = 1,1 \cdot 10^3$  Н/м; ..... —  $k = 0,4 \cdot 10^3$  Н·с/м;  $C = 1,5 \cdot 10^3$  Н/м; —·—·—  $k = 0,7 \cdot 10^3$  Н·с/м;  $C = 1,1 \cdot 10^3$  Н/м; —··—··—  $k = 1 \cdot 10^3$  Н·с/м;  $C = 1,1 \cdot 10^3$  Н/м; ---  $k = 1 \cdot 10^3$  Н·с/м;  $C = 0,7 \cdot 10^3$  Н/м

кривые с несколькими максимумами. Наибольшие максимумы всех графиков сосредоточены в области значений  $\omega = 5 \cdot 10$  1/с. Наличие нескольких максимумов объясняется тем, что в этой системе воздействия от передней и задней опоры поступают с некоторым запаздыванием, в результате чего в зависимости от частоты усиливаются или ослабляются. Максимумы амплитудно-частотных характеристик существенно зависят так же от характеристик элементов упругой подвески.

Целью исследования частотного метода в данном случае было снижение пикового значения спектральной плотности на выходе колебательной системы. Изучению подверглись два случая заданной спектральной плотности на входе: при движении машины по сильнопересеченной местности и малопересеченной местности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яценко, Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей [Текст] / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. — М.: Машиностроение, 1969. — 210 с.
2. Успенский, И. Н. Проектирование подвески автомобиля [Текст] / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. — М.: Машиностроение, 1976. — 168 с.
3. Фурунджиев, Р. Н. Управление колебаниями многоопорных машин [Текст] / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. — М.: Машиностроение, 1984. — 206 с.
4. Куляшов, А. П. Роторно-винтовые амфибии [Текст] / А. П. Куляшов, А. Ф. Николаев. — Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1973. — 47 с.
5. Куляшов, А. П. Специальные строительно-дорожные машины с роторно-винтовым двигателем [Текст]: Дис ... док. техн. наук / А. П. Горький, 1986. — 327 с.
6. Патент RU 7 B 62 D 57/00, B60 F 3/00 № 15185 РФ. Транспортное средство высокой проходимости / Куляшов А. П., Кулина И. Г., Шапкин В. А., Молев Ю. И.

Использование в двигателя V-8 конструктивно и технологически усовершенствованных, а также ремонтных поршней, шатунов, поршневых колец, шатунных вкладышей и поршневых пальцев вызывает на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала суммарную неуравновешенную массу (СНМ) деталей КШМ  $\Delta m_y$  [1]. Она приводит к появлению действующего в двигателях V-8 и нарушающего их уравновешенность дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента  $\Delta M_R$  [1]. Наличие этого момента вызывает увеличение параметров изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала, снижение ресурса и вероятности безотказной работы (ВБР), ухудшение вибрационноакустических показателей двигателей [2, 3]. Поэтому одним из реальных путей повышения основных качественных показателей новых и капитально отремонтированных двигателей V-8 является компенсация упомянутой СНМ при их производстве и ремонте.

На основе теоретического анализа, расчетов и с учетом данных экспериментальных исследований установлено, что СНМ деталей КШМ  $\Delta m_y$  новых и прошедших капитальный ремонт двигателей можно полностью компенсировать увеличением массогеометрических параметров (МГП) отдельных или всех противовесов коленчатого вала [4, 5]. При этом устраняется неуравновешенный момент  $\Delta M_R$ , обеспечиваются действительная уравновешенность и улучшаются основные качественные показатели двигателей. Значения  $\Delta m_y$ , компенсируемых данным способом  $\Delta m_{yK}$ , определяются конструктивными особенностями двигателей, их коленчатого и распределительного валов, поршня и блока цилиндров, величинами и возможными пределами увеличения МГП и, как следствие, радиуса сектора противовесов. Они зависят также от способа уравновешивания

# Обеспечение уравновешенности двигателей V-8 при различных схемах расположения противовесов коленчатого вала

УДК 621  
А. Д. Назаров,  
д-р техн. наук  
(г. Мемфис,  
США)  
Тел.:  
1-901-605-57-50

Представлены теоретические основы компенсации суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ увеличением радиуса сектора противовесов коленчатого вала для различных способов уравновешивания двигателей V-8. Приведены математические зависимости, позволяющие определять необходимые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения массогеометрических параметров (МГП) противовесов. Зная значения увеличения МГП противовесов рассчитывают соответствующие им приращения радиуса их сектора. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ и обеспечивают уравновешенность двигателей V-8.

**Ключевые слова:** суммарная неуравновешенная масса, компенсация, противовесы, увеличение радиуса сектора, уравновешенность двигателей.

двигателей, количества и схемы размещения противовесов коленчатого вала. Для одной и той же модели двигателя на значения  $\Delta m_{yK}$  влияет способ компенсации СНМ деталей КШМ. Если для этой цели увеличивают МГП всех противовесов, то  $\Delta m_{yK}$  имеет одно значение, а отдельных их сочетаний — другие. Ее значения во втором случае больше.

Установлено, что для всех способов уравновешивания двигателей V-8 и компенсации СНМ деталей КШМ путем увеличения МГП всех или отдельных сочетаний противовесов коленчатого вала справедливы зависимости

$$m_{B1}\rho_1 + m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{OB}(m_j + 2m_R + m_k + 2k_p m_p + k_m m_m + \Delta m_y); \quad (1)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{OB}\Delta m_y, \quad (2)$$

где  $m_{B1}$  — масса находящегося на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса, оп-

исследование

ределенная при первоначальном проектировании двигателей;  $\rho_1$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{\text{B}1}$ , определенное во время первоначального проектирования двигателей;  $\Delta\rho_1$  и  $\Delta m_{\text{B}1}$  — увеличение  $\rho_1$  и  $m_{\text{B}1}$  с целью компенсации  $\Delta m_y$ ;  $a_{\text{ов}}$  — постоянный конструктивный параметр (коэффициент);  $m_j$  и  $m_R$  — суммарная масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, определенная в процессе первоначального проектирования двигателей;  $m_k$  — масса неуравновешенных частей колена вала;  $k_p$  и  $k_m$  — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [1];  $m_p$  — номинальная масса пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала;  $m_m$  — масса смазочного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя.

Значение конструктивного параметра  $a_{\text{ов}}$  для общего случая составляет

$$a_{\text{ов}} = 3,162rl_2l_{\text{B}1}^{-1} \left[ \left( \sum_1^{q_p} c_{\text{Bi}} \sin \alpha_{oi} + \sum_1^{q_p} c_{\text{Bj}} \cos \beta_{oj} \right)^2 + \left( \sum_1^{q_p} c_{\text{Bi}} \cos \alpha_{oi} + \sum_1^{q_p} c_{\text{Bj}} \sin \beta_{oj} \right)^2 \right]^{-0,5}, \quad (3)$$

где  $r$  — радиус кривошипа;  $l_2$  — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек коленчатого вала по оси его вращения;  $l_{\text{B}1}$  — расстояние между серединами находящихся на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов по оси его вращения;  $q_p = 0,25q_B$  (здесь  $q_B$  — количество противовесов коленчатого вала);  $c_{\text{Bi}}$  и  $c_{\text{Bj}}$  — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты;  $\alpha_{oi}$  — угол между плоскостями находящегося на продолжении  $i$ -й щеки коленчатого вала противовеса и 1,4-го его кривошипов, установленный в процессе первоначального проектирования двигателей;  $\beta_{oj}$  — угол между плоскостями расположенного на продолжении  $j$ -й щеки вала противовеса и 2, 3-го его кривошипов, определенный во время первоначального проектирования двигателей;  $j = i + 2$ .

Значения упомянутых конструктивных коэффициентов вычисляют так

$$c_{\text{Bi}} = k_{(i-1)} l_{\text{Bi}} l_{\text{B}1}^{-1}; c_{\text{Bj}} = k_{(j-1)} l_{\text{Bj}} l_{\text{B}1}^{-1}, \quad (4)$$

где  $k_{(i-1)}$  и  $k_{(j-1)}$  — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты;  $l_{\text{Bi}}$  — расстояние между

$i$ -м и  $(9-i)$ -м противовесами коленчатого вала;  $l_{\text{Bj}}$  — расстояние между  $j$ -м и  $(9-j)$ -м противовесами.

Значения конструктивных коэффициентов определяют с использованием равенств

$$\begin{aligned} k_i &= m_{\text{B}(i+1)} \rho_{(i+1)} / m_{\text{B}1} \rho_1; \\ k_j &= m_{\text{B}(j+1)} \rho_{(j+1)} / m_{\text{B}1} \rho_1, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $m_{\text{B}(i+1)}$  и  $m_{\text{B}(j+1)}$  — масса расположенных на продолжении  $(i+1)$ -й и  $(j+1)$ -й щек коленчатого вала противовесов, определенная при первоначальном проектировании двигателей;  $\rho_{(i+1)}$  и  $\rho_{(j+1)}$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести масс  $m_{\text{B}(i+1)}$  и  $m_{\text{B}(j+1)}$ , определенное в процессе первоначального проектирования двигателей.

В формулах (4) для  $i$  и  $j$  в индексах коэффициентов  $k_{(i-1)}$  и  $k_{(j-1)}$  справедливы соотношения

$$i \geq 2; j \geq 3. \quad (6)$$

Из выражения (3) с учетом равенств (4) и (5) следует, что значение конструктивного параметра  $a_{\text{ов}}$  зависит от количества, схемы и углов расположения противовесов и линейных размеров коленчатого вала, постоянных конструктивных коэффициентов. Для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 и каждого из возможных способов компенсации СНМ деталей КШМ путем увеличения МГП всех или отдельных сочетаний противовесов коленчатого вала рассматриваемый параметр имеет постоянное значение. Значения СНМ  $\Delta m_y$  для указанных двигателей также известны.

Введем обозначение

$$m_{\text{co}} = m_j + 2m_R + m_k + 2k_p m_p + k_m m_m, \quad (7)$$

где  $m_{\text{co}}$  — масса, для конкретных моделей и конструкций двигателей имеющая постоянное значение.

С учетом выражения (7) из зависимости (1) получим

$$m_{\text{B}1} \Delta \rho_1 + \Delta m_{\text{B}1} \rho_1 = a_{\text{ov}} (m_{\text{co}} + \Delta m_y) - m_{\text{B}1} \rho_1. \quad (8)$$

Все величины, параметры и коэффициенты, входящие в уравнения (1)–(3), (7) и (8), кроме приведений массы расположенного на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения, для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 известны. Поэтому используя формулы (2) и (8) определяют требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ приведения МГП упомянутого противовеса. Их значения для других противовесов определяют в

такой последовательности. Выявлено, что для расчетов можно принять

$$\Delta m_{\text{B}1}/m_{\text{B}1} = \Delta m_{\text{Bi}}/m_{\text{Bi}}; \quad (9)$$

$$\Delta \rho_1/\rho_1 = \Delta \rho_i/\rho_i, \quad (10)$$

где  $\Delta m_{\text{Bi}}$  — увеличение массы расположенного на продолжении  $i$ -й щеки коленчатого вала противовеса, необходимое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $m_{\text{Bi}}$  — масса находящегося на продолжении  $i$ -й щеки коленчатого вала противовеса, определенная при первоначальном проектировании двигателей;  $\Delta \rho_i$  — увеличение расстояния от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{\text{Bi}}$ , требуемое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $\rho_i$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{\text{Bi}}$ , определенное во время первоначального проектирования двигателей.

Тогда из соотношений (9) и (10) получим

$$\Delta m_{\text{Bi}} = \Delta m_{\text{B}1} m_{\text{B}1}^{-1} m_{\text{Bi}}; \quad (11)$$

$$\Delta \rho_i = \Delta \rho_1 \rho_1^{-1} \rho_i. \quad (12)$$

Рассматриваемый способ компенсации СНМ деталей КШМ применим при всех возможных на практике способах уравновешивания двигателей V-8. Ниже приведены формулы для определения увеличения МГП противовесов коленчатого вала, полностью компенсирующее СНМ деталей КШМ. Эти формулы справедливы для наиболее распространенного на практике случая, когда для компенсации СНМ деталей КШМ увеличивают МГП всех противовесов коленчатого вала при каждом способе уравновешивания двигателей V-8.

**Уравновешивание двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала.** В данном случае может быть только один вариант. Для этого варианта противовесы должны располагаться только в соответствии с рис. 1. При этом для угла  $\alpha_{01}$  (см. рис. 1) между плоскостями находящегося на продолжении 1-й щеки коленчатого вала противовеса и 1, 4-го его кривошипов, установленного в процессе первоначального проектирования двигателей, справедливо равенство

$$\alpha_{01} = 18^\circ 26'. \quad (13)$$

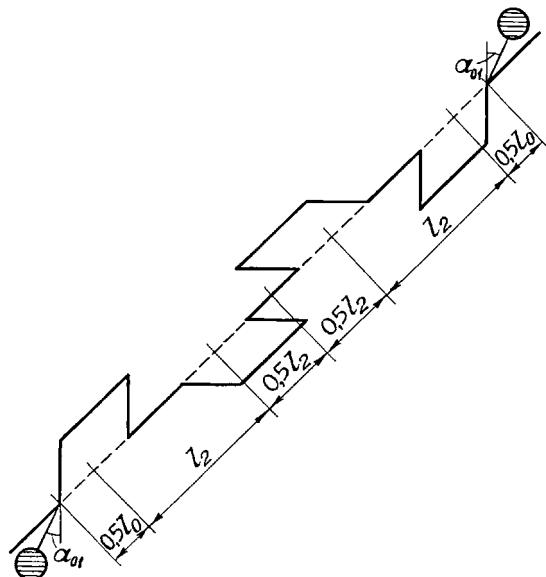


Рис. 1. Схема размещения противовесов, находящихся на продолжении крайних щек коленчатого вала двигателей V-8

Для рассматриваемого способа уравновешивания двигателей имеют место уравнения

$$m_{\text{B}1}\Delta \rho_1 + \Delta m_{\text{B}1}\rho_1 = \\ = a_{\text{B}1}(m_{\text{co}} + \Delta m_y) - m_{\text{B}1}\rho_1; \quad (14)$$

$$m_{\text{B}1}\Delta \rho_1 + \Delta m_{\text{B}1}\rho_1 = a_{\text{B}1}\Delta m_y, \quad (15)$$

где  $a_{\text{B}1}$  — постоянный безразмерный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение указанного параметра

$$a_{\text{B}1} = 3,162k(3 + k_0)^{-1}, \quad (16)$$

где  $k_0$  — постоянный безразмерный конструктивный коэффициент.

Для конкретных моделей и конструкций двигателей значения СНМ деталей КШМ, величин, параметров и коэффициентов, входящих в формулы (14) и (15), известны. Поэтому по уравнениям (14) и (15) определяют приращения МГП противовесов коленчатого вала, находящихся на продолжении 1 и 8-й его щек, необходимые для компенсации упомянутой СНМ. Зная эти приращения рассчитывают соответствующий им необходимый рост радиуса сектора противовесов.

**Уравновешивание двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении 1,2,7 и 8-й щек коленчатого вала.** Для данной схемы уравновешивания двигателей могут быть 4 схемы расположения про-

тивовесов коленчатого вала. При применении рассматриваемого способа всего имеются 12 вариантов уравновешивания двигателей V-8. Наибольший научный и практический интерес при уравновешивании двигателей V-8 представляют два варианта расположения противовесов их коленчатого вала, представленные на рис. 2. Рассмотрим их.

**Вариант I.** При данном варианте углы расположения противовесов коленчатого вала имеют произвольные значения (рис. 2, а) и он соответствует общему случаю. Для него находящиеся на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесы располагают в одной плоскости, а 2 и 7-й щек — в другой (см. рис. 2, а). Угол между этими плоскостями также имеет произвольные значения и в зависимости от конструктивных особенностей двигателей может изменяться в определенных пределах. Применительно к рассматриваемому варианту уравновешивания двигателей V-8 справедливы выражения

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B1B}(m_{co} + \Delta m_y) - m_{B1}\rho_1; \quad (17)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B1B}\Delta m_y, \quad (18)$$

где  $a_{B1B}$  — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение указанного параметра вычисляют по равенству

$$a_{B1B} = 3,162r[(3 + k_0)^2 + k_1^2(3 - k_0)^2 + 2k_1(9 - k_0^2)\cos(\alpha_{02} - \alpha_{01})]^{0,5}, \quad (19)$$

где  $k_1$  — постоянный безразмерный конструктивный коэффициент [1];  $\alpha_{02}$  — угол между плоскостями находящегося на продолжении 2-й щеки коленчатого вала противовеса и 1, 4-го его кривошипов, определенный при первоначальном проектировании двигателей.

Значения всех величин, параметров и коэффициентов, входящих в выражения (17) и (18), кроме приращений МГП соответствующих противовесов, для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 известны. Поэтому, зная конструктивные особенности этих двигателей и их коленчатого вала и используя уравнения (17) и (18), определяют требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП расположенных на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов.

Формулы (11) и (12) справедливы для общей и частных схем размещения противовесов коленчатого вала. Основываясь на этом из выражений (11) и (12) получены соотношения для определе-

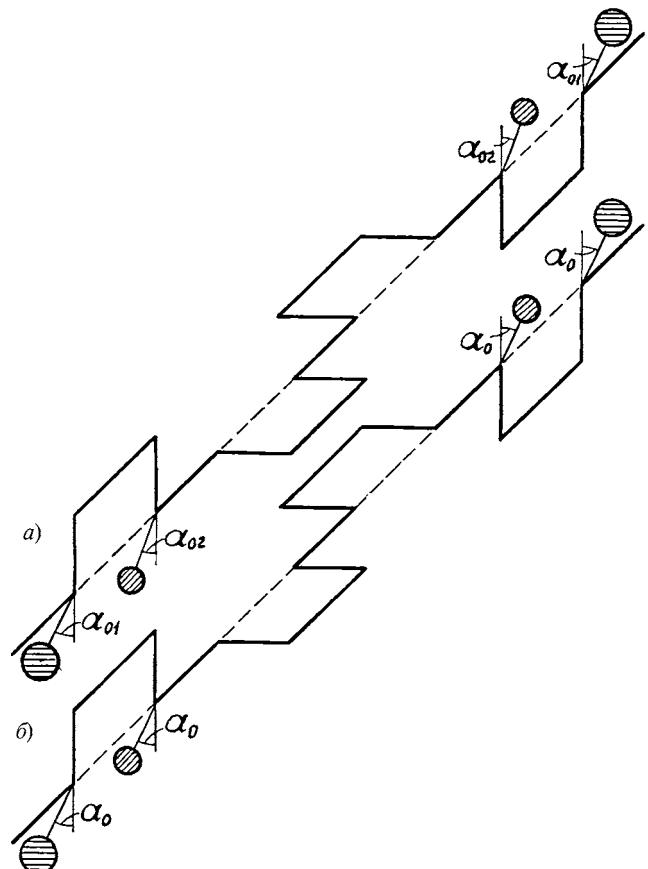


Рис. 2. Схемы размещения противовесов, находящихся на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала двигателей V-8:

а и б — при I и II вариантах сочетания углов расположения противовесов

ния увеличения МГП находящегося на продолжении 2 и 7-й щек коленчатого вала противовесов, требуемое для компенсации СНМ деталей КШМ. Они имеют вид

$$\Delta m_{B2} = \Delta m_{B1} m_{B1}^{-1} m_{B2}; \quad (20)$$

$$\Delta\rho_2 = \Delta\rho_1 m_{B1}^{-1} m_{B2}, \quad (21)$$

где  $\Delta m_{B2}$  — увеличение массы находящегося на продолжении 2-й щеки коленчатого вала противовеса, необходимое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $m_{B1}$  — масса расположенного на продолжении 2-й щеки коленчатого вала противовеса, определенная в процессе первоначального проектирования двигателей;  $\Delta\rho_2$  — увеличение расстояния от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{B2}$ , требуемое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $\rho_2$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{B2}$ , определенное во время

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

первоначального проектирования двигателей.

Зная рассматриваемые приращения МГП противовесов коленчатого вала рассчитывают соответствующий или требуемый для компенсации СНМ деталей КШМ рост радиуса их сектора при анализируемом варианте уравновешивания двигателей V-8.

**Вариант II.** В данном случае все противовесы, находящиеся на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала, располагаются в одной плоскости (рис. 2, б). Поэтому для углов расположения противовесов коленчатого вала справедливы равенства

$$\alpha_{01} = \alpha_{02} = 18^\circ 26'. \quad (22)$$

Для этого варианта уравновешивания двигателей V-8 применимы уравнения

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = \\ = a_{B2B}(m_{co} + \Delta m_y) - m_{B1}\rho_1; \quad (23)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B2B}\Delta m_y, \quad (24)$$

где  $a_{B2B}$  — постоянный безразмерный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение упомянутого параметра определяют так

$$a_{B2B} = 3,162r[3 + \kappa_0 + \kappa_1(3 - \kappa_0)]. \quad (25)$$

В формулах (23) и (24) значения всех величин, параметров и коэффициентов, кроме приращения МГП находящегося на продолжении первой щеки коленчатого вала противовеса, для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 известны. С учетом изложенного и основываясь на зависимостях (23) и (24) для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 определяют необходимое для компенсации СНМ деталей КШМ увеличение МГП находящегося на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов. Выражения (20) и (21) справедливы и для рассматриваемого варианта. Поэтому используя соотношения (23) и (24) рассчитывают приращения МГП расположенных на продолжении 2 и 7-й щек коленчатого вала противовесов, требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ. Затем для рассматриваемого варианта уравновешивания двигателей V-8, основываясь на известных значениях увеличения МГП противовесов

коленчатого вала, рассчитывают соответствующие им приращения радиуса их сектора, компенсирующие упомянутую СНМ.

**Оптимальный способ уравновешивания двигателей V-8.** В случае использования данного способа противовесы размещают на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й щек коленчатого вала. При этом могут быть 10 схем углов расположения противовесов и всего 50 вариантов уравновешивания двигателей V-8. Будем рассматривать три наиболее характерных варианта размещения противовесов коленчатого вала, представляющих наибольший научный и практический интерес при уравновешивании двигателей V-8. Они показаны на рис. 3. Рассмотрим все эти варианты.

**Вариант I.** Он соответствует общему случаю, когда углы размещения противо-

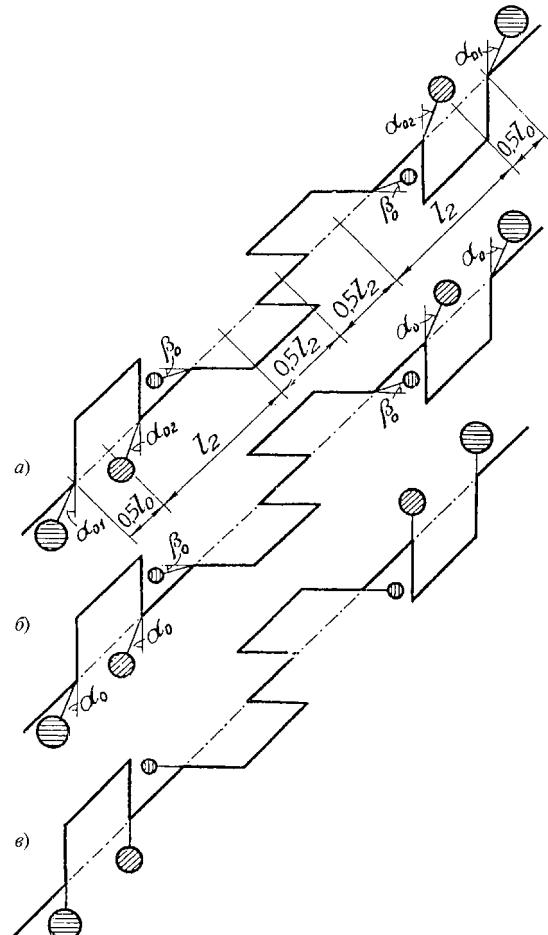


Рис. 3. Схема размещения противовесов коленчатого вала при оптимальном способе уравновешивания двигателей V-8:

а, б и в — при I, II и III вариантах сочетания углов расположения противовесов

весов коленчатого вала имеют произвольные значения (см. рис. 3, а). При данной схеме расположения противовесов коленчатого вала и варианте уравновешивания двигателей V-8 имеют место уравнения

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B1\Pi}(m_{co} + \Delta m_y) - m_{B1}\rho_1; \quad (26)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B1\Pi}\Delta m_y, \quad (27)$$

где  $a_{B1\Pi}$  — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Значение упомянутого параметра составляет

$$a_{B1\Pi} = 3,162r[(c_1\sin\alpha_{01} + \kappa_1 c_2\sin\alpha_{02} + \kappa_2 c_3\cos\beta_0)^2 + (c_1\cos\alpha_{01} + \kappa_1 c_2\cos\alpha_{02} + \kappa_2 c_3\sin\beta_0)^2]^{0,5}, \quad (28)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты (параметры);  $\beta_0$  — угол между плоскостями расположенного на продолжении 3-й щеки коленчатого вала противовеса и 2, 3-го его кривошипов, определенный во время первоначального проектирования двигателей.

Для конкретных моделей и конструкций двигателей значения всех величин, параметров и коэффициентов, входящих в уравнения (26) и (27), известны. Имея в виду изложенное и зная конструктивные особенности конкретных моделей двигателей и используя соотношения (26) и (27) определяют приращения МГП расположенных на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов, компенсирующих СНМ деталей КШМ.

После этого по формулам (20) и (21) вычисляют требуемые для компенсации СНМ деталей КШМ  $\Delta m_y$  значения приращений МГП находящихся на продолжении 2 и 7-й щек коленчатого вала противовесов. Выражения (11) и (12) применимы для общей и частных схем размещения противовесов. С учетом этого из соотношений (11) и (12) получены уравнения, позволяющие рассчитать необходимые для компенсации  $\Delta m_y$  значения приращений МГП расположенных на продолжении 3 и 6-й щек коленчатого вала противовесов. Они записываются так

$$\Delta m_{B3} = \Delta m_{B1}m_{B1}^{-1}m_{B3}; \quad (29)$$

$$\Delta\rho_3 = \Delta\rho_1\rho_1^{-1}\rho_3, \quad (30)$$

где  $\Delta m_{B3}$  — увеличение массы расположенного на продолжении 3-й щеки коленчатого вала противовеса, требуемое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $m_{B3}$  —

масса находящегося на продолжении 3-й щеки коленчатого вала противовеса, определенная в процессе первоначального проектирования двигателей;  $\Delta\rho_3$  — увеличение расстояния от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{B3}$ , необходимое для компенсации  $\Delta m_y$ ;  $\rho_3$  — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы  $m_{B2}$ , определенное во время первоначального проектирования двигателей.

С использованием формул (29) и (30) определяют увеличение МГП расположенных на продолжении 3 и 6-й щек коленчатого вала противовесов, компенсирующее  $\Delta m_y$ .

Основываясь на полученных значениях увеличения МГП упомянутых противовесов коленчатого вала, рассчитывают соответствующие их приращения радиуса сектора. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ и обеспечивают действительную уравновешенность двигателей V-8 при использовании рассматриваемого варианта размещения противовесов коленчатого вала.

**Вариант II.** В данном случае противовесы, расположенные на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала, находятся в одной плоскости, а 3 и 6-й щек — в другой (см. рис. 3, б). При этом для углов размещения находящихся на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала противовесов имеют место равенства

$$\alpha_{01} = \alpha_{02} = \alpha_0. \quad (31)$$

Анализируемая схема размещения противовесов коленчатого вала имеет наибольшее распространение при уравновешивании современных автотракторных двигателей V-8.

Для этой схемы расположения противовесов коленчатого вала и варианта уравновешивания двигателей V-8 справедливы формулы

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B2\Pi}(m_{co} + \Delta m_y) - m_{B1}\rho_1; \quad (32)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B2\Pi}\Delta m_y, \quad (33)$$

где  $a_{B2\Pi}$  — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Указанный параметр

$$a_{B2\Pi} = [(c_1 + \kappa_1 c_2)^2 + \kappa_2^2 c_3^2 + 2\kappa_2(c_1 + \kappa_1 c_2)c_3\sin(\alpha_0 + \beta_0)]^{-0,5}. \quad (34)$$

С учетом приведенных выше положений, для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 по выражениям (32) и (33) определяют требуе-

# ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

мое для компенсации  $\Delta m_y$  увеличение МГП расположенных на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов.

Формулы (20), (21), (29) и (30) применимы и для анализируемого варианта. Тогда используя их рассчитывают приращения МГП находящихся на продолжении 2, 3, 6 и 7-й щек коленчатого вала противовесов, необходимые для компенсации  $\Delta m_y$ . После этого, принимая во внимание полученные данные по увеличению МГП противовесов коленчатого вала, для рассматриваемого варианта уравновешивания двигателей V-8 рассчитывают приращения радиуса их сектора, компенсирующие СНМ деталей КШМ.

**Вариант III.** Для данного варианта противовесы располагаются на продолжении щек соответствующих кривошипов коленчатого вала во взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис. 3, в). При рассматриваемой схеме размещения противовесов коленчатого вала справедливы соотношения

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B3n}(m_{co} + \Delta m_y) - m_{B1}\rho_1; \quad (35)$$

$$m_{B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{B1}\rho_1 = a_{B3n}\Delta m_y, \quad (36)$$

где  $a_{B3n}$  — постоянный конструктивный параметр (коэффициент).

Упомянутый параметр определяют так

$$a_{B3n} = 3,162r[(c_1 + \kappa_1 c_2)^2 + \kappa_2^2 c_3^2]^{0,5}. \quad (37)$$

Основываясь на приведенных выше положениях по формулам (35) и (36) для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 определяют необходимое для компенсации  $\Delta m_y$  увеличение МГП находящихся на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала противовесов. Затем, используя соотношения (20), (21), (29) и (30), которые справедливы и для рассматриваемого варианта, рассчитывают приращения МГП расположенных на продолжении 2, 3, 5 и 7-й щек коленчатого вала противовесов, требуемые для компенсации  $\Delta m_y$ . Зная значения увеличения МГП противовесов коленчатого вала, для

анализируемого варианта уравновешивания двигателей V-8 рассчитывают соответствующие им приращения радиуса их сектора. Они компенсируют СНМ деталей КШМ и обеспечивают фактическую уравновешенность двигателей V-8.

Таким образом, разработаны теоретические основы компенсации СНМ деталей КШМ увеличением радиуса сектора противовесов коленчатого вала для различных способов уравновешивания двигателей V-8. Выведены математические зависимости, позволяющие определять необходимые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП соответствующих противовесов коленчатого вала. Зная значения увеличения МГП противовесов коленчатого вала рассчитывают соответствующие им приращения радиуса их сектора. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ и обеспечивают действительную уравновешенность двигателей V-8. Это следует учитывать при проектировании, производстве и ремонте автотракторных двигателей V-8.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Назаров, А. Д. Повышение долговечности и улучшение вибраакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения. 2002. — № 7. — С. 7—11.
2. Назаров, А. Д. Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Трение и износ, 1995. — № 2. — С. 227—237.
3. Назаров, А. Д. Теоретические основы определения и оценки некоторых показателей надежности автотракторных двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик &, 2007. — № 11. — С. 23—26.
4. Назаров, А. Д. Обеспечение действительной уравновешенности двигателей V-8 увеличением массогеометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик &, 2009. — № 1. — С. 22—29.
5. Назаров, А. Д. Повышение основных качественных показателей, двигателей V-8 обеспечением их фактической уравновешенности [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик &, 2006. — № 6. — С. 57—63.

# Abstracts of articles

- 2** *Novikov V. V., Podzorov A. V., Chernyshov K. V.* Gas-filled hydraulic shock absorber self-regulated  
The article is devoted to theoretical research of influence of the shock absorber with regulated damping characteristic on vibroprotection properties of a vehicle suspension. The structural scheme of the gas-filled hydraulic shock absorber self-regulated for amplitude and direction is represented. The two-mass mathematical model of a suspension with the self regulated shock absorber is developed, the simulation results are presented.  
**Keywords:** self-regulated hydraulic shock absorber, optimal regulating, vibroprotection, hydraulic resistance coefficient, suspension
- 7** *Nguyen Quang Thieu, Klyukin P. N.* State-of-the-art automobile integrated starter-generators and their control systems  
The article analyzes the construction of modern starter-generators and control systems developed by various automakers companies. The advantages of starter-generators, which allow increasing the technical and economic performances of automobile, were shown.  
**Keywords:** starter-generator, electric motors, control system
- 13** *Gorodnov A. G., Sadykov M. E., Tereshchuk V. S., Fyodorov E. Yu., Ferentz A. V., Khairullina G. S., Tsoi A. A., Shakiryanova N. Sh.* On development of flow chart for designing the motor vehicle electric equipment complex with use of CALS technologies  
In this paper, we consider a flowchart used in computer-aided designing of motor vehicle electric equipment within the frames of problems solved by a team of specialists of automobile design bureau. We demonstrate a number of designing modules and show their logical interconnections; these modules are divided into the invariant modules (insignificantly dependent on features of design process) and adjustable ones (that take proper account of a design bureau specificity).  
**Keywords:** complex of electric equipment, the truck, designing process, automobile design bureau, CALS-technologies
- 17** *Markov V. A., Mizyev K. S., Shumovsky V. A.* Research of the Diesel Engine Equipped with Injectors with the Diminished Mass of Mobile Details  
Constructions of the injectors applied in high-speed diesel engines are considered. Injectors with diminished mass of mobile details are researched. Results of experimental research of the transport diesel engine equipped with such injectors are shown.  
**Keywords:** diesel engine, fuel air mixture formation process, injector with the diminished mass of mobile details, sprayer
- 27** *Shchurin K. V., Tsvetkova E. V.* The use of magnetic fuel activator for the energetic and ecological indicators improvements of internal combustion engine  
The hypothesis about positive influence of fuel physical chemical activation on power and ecological properties of ICE mobile machines was confirmed as a result of theoretical analysis and testing ground. Using magnetic activator the noticeable increase of torque moment and engine power was revealed to take place by simultaneous decrease of fuel specific consumption and content in exhaust gases of carbonic acid gas and hydrocarbons compounds.  
**Keywords:** magnetic machining, electromagnetic field, physical activation of FLM, fuel magnetic activator
- 33** *Kulyash A. P., Kuklina I. G.* Methodology for calculation of vibration rotary screw machines with elastic-viscous suspension  
The article describes a new methodology for studying the process of vibration rotary screw machines, taking into account that the elastic-viscous suspension vehicle with rotary-screw propeller is dependent in a longitudinal direction. In applying the operator method of Laplace transformation implemented a system of six differential equations, fully displaying the vibration of rotor-screw machines for elastic suspension, which allowed us to obtain images of the displacement of an arbitrary point of the body in the form of amplitude-frequency response (AFR), the phase-frequency (PFC) and transfer characteristics (HRP), the oscillating system.  
**Keywords:** rotary screw machine, visco-elastic suspension, Laplace transform, frequency response, phase-frequency response
- 41** *Nazarov A. D.* Providing of V-8 engines balancing with different position patterns of crankshaft's counterweights.  
Theoretical basics of compensation of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism are given by using increase of counterweights' sector radius for different methods of V-8 engine balancing. Mathematical equations to calculate necessary for compensation of total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts increases of mass and geometric parameters of counterweights are presented. Knowing values of increase of mass and geometric parameters of counterweights will enable to calculate corresponding increases of their radius' sectors. They fully compensate total unbalanced mass of crank connecting rod mechanism parts and provide balance of V-8 engines.  
**Keywords:** total unbalanced mass, compensation, counterweights, increase of sector radius, balance of engines

---

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор М. Г. Джавадян  
Сдано в набор 26.07.2011. Подписано в печать 08.09.2011. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,73.

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