

УДК 621.43.001.42

**Александр Владимирович Гриценко**, доктор технических наук, профессор кафедры автомобильного транспорта, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»; профессор кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка, ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет»  
e-mail: alexgrits13@mail.ru

**Константин Вячеславович Глемба**, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобильного транспорта, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»; доцент кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка, ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет»  
e-mail: glemba77@mail.ru

**Олег Николаевич Ларин**, доктор технических наук, профессор кафедры логистических транспортных систем и технологий, ФГБОУ ВО «Российский университет транспорта (МИИТ)»; профессор кафедры логистики ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»  
e-mail: larin\_on@mail.ru

**Леопольд Анатольевич Шефер**, доктор технических наук, профессор кафедры летательных аппаратов, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»  
e-mail: sheferla@susu.ru

**Григорий Николаевич Салимоненко**, аспирант кафедры автомобильного транспорта, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»  
e-mail: salimonenkog@mail.ru

**Анатолий Григорьевич Карпенко**, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобильного транспорта, информационных технологий и методики обучения техническим дисциплинам, ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный гуманитарно-педагогический университет»  
e-mail: angr123@list.ru

**Валерий Валентинович Руднев**, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобильного транспорта, информационных технологий и методики обучения техническим дисциплинам, ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный гуманитарно-педагогический университет»  
e-mail: rudnevvv@mail.ru

**Максим Валерьевич Назаров**, аспирант, направление подготовки 23.06.01 Техника и технологии наземного транспорта, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»  
e-mail: hmnemo@gmail.com

### КОНТРОЛЬ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИМИТАЦИИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ДВС МЕТОДОМ СОЗДАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВЫПУСКЕ

***Предмет.** Исследование в области контроля экологических параметров автомобиля при имитации различных режимов нагружения ДВС.*

***Цель.** Изучение выработки ресурсных параметров катализаторов и датчиков кислорода выпускной системы.*

***Методология.** Проведение натурального эксперимента с использованием разработанного прибора – «догрузатель» двигателя, который позволяет производить полное и частичное отключение цилиндров для их дозагрузки и изучения изменения норм токсичности.*

***Результаты.** Проведенный комплекс исследований показал высокую эффективность контроля технического состояния цилиндропоршневой группы, системы топливоподачи, системы зажигания и других систем за счет мониторинга параметров токсичности выхлопных газов.*

***Выводы.** Снижение токсичности отмечается на всех экспериментальных режимах, однако наименьшие показатели содержания оксидов углерода (СО) и углеводорода (СН) наблюдается на режиме при*

одном работающем цилиндре на частоте вращения коленчатого вала 3500 мин<sup>-1</sup>. Наибольшая экономия топлива достигается при частоте вращения коленчатого вала двигателя, составляющей 3000 мин<sup>-1</sup>.

**Ключевые слова:** двигатель, диагностирование, частота вращения, токсичность, топливная экономичность, отработанные (выхлопные) газы.

### Введение

Большое количество современных исследований направлено на улучшение экологических параметров автомобильных и тракторных двигателей. В основном эти работы направлены на конструктивное совершенствование систем двигателя, в частности системы выпуска отработавших газов, элементов микропроцессорной системы управления [1–3, 6, 8, 9, 12, 15].

Так преобладающий вес имеют работы по совершенствованию конструкции катализаторов и других элементов системы выпуска [11]. Однако фактически отсутствуют работы, посвященные рассмотрению вопроса влияния изменения технического состояния цилиндропоршневой группы, системы зажигания, системы топливоподдачи и др. на работоспособность катализаторов в эксплуатации. Можно предположить, что изменение технического состояния перечисленных систем приводит к ускорению выработки ресурсных параметров катализаторов. Целью исследований является контроль экологических параметров автомобилей при имитации различных режимов нагружения ДВС с целью изучения выработки ресурсных параметров катализаторов и датчиков кислорода выпускной системы.

Так в технической литературе приводятся предостережения, что эксплуатация автомобилей и тракторов с технически неисправными системами приводит к скорейшему отказу катализаторов [11]. Поэтому в перспективных системах впрыска топлива при пропусках воспламенения или существенных изменениях процесса сгорания в каких-то отдельных цилиндрах может производиться их полное отключение, главная цель которого – исключить отказ катализаторов и датчиков кислорода [3, 8, 12, 15]. В России практически каждый автомобиль к 5–10 годам эксплуатации сталкивается с проблемой выработки ресурса катализатора, значительному росту его сопротивления и фактически к полному отказу. После чего следует устранение катализатора из системы выпуска и дальнейшая эксплуатация без него с нарушением экологических требований.

### Теоретические исследования

При работе ДВС на холостом ходу мощность механических потерь  $N_{мп}$ , кВт (с учетом того, что вклад мощности отдельных цилиндров одинаков), можно представить как сумму индикаторных мощностей отдельных цилиндров [3, 7, 10]:

$$N_{мп} = N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + N_{i4} \quad (1),$$

где  $N_{i1}$ ,  $N_{i2}$ ,  $N_{i3}$ ,  $N_{i4}$  – индикаторная мощность каждого из четырех цилиндров, соответственно,

1-го, 2-го, 3-го и 4-го цилиндров для 4-х цилиндрового двигателя, кВт.

В последующей работе будет активно применяться прием полного и частичного отключения отдельных цилиндров, с учетом этого можно записать выражение для определения эффективной мощности [3, 7, 10]:

$$N_e = \frac{N_{мп}}{n-k-s} (k-s) \quad (2),$$

где  $N_e$  – эффективная мощность ДВС, л.с.;

$n$  – число цилиндров двигателя, шт.;

$k$  – количество отключаемых цилиндров;

$s$  – степень частичного отключения цилиндра.

Эффективный крутящий момент ДВС можно определить [3]:

$$M_e = \frac{9554 N_e}{n_e} \quad (3),$$

где  $N_e$  – эффективная мощность ДВС, л.с.;

$n_e$  – частота вращения ДВС, мин<sup>-1</sup>.

С учетом (2) выражение (3) можно записать в следующем виде [3]:

$$M_e = \frac{9554 N_{мп}}{1,35(n-k-s)n_e} (k+s) \quad (4),$$

где  $N_{мп}$  – мощность механических потерь, определенная заводом изготовителем, для данной модели двигателя, л.с.; 1,35 – коэффициент перепада в кВт.

Внешнюю скоростную характеристику ДВС можно получить при использовании эмпирической зависимости [3]:

$$N_e = \frac{N_{\max} \left[ a \frac{n_e}{n_n} + b \left( \frac{n_e}{n_n} \right)^2 - c \left( \frac{n_e}{n_n} \right)^3 \right]}{4} \quad (5),$$

где  $N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт (для двигателя ЗМЗ-406  $N_{\max} = 74$  кВт);

$a$ ,  $b$ ,  $c$  – эмпирические коэффициенты, соответствующие бензиновому двигателю ( $a = 0,1$ ;  $b = 1$ ;  $c = 0,9$ );

$n_e$  – частота вращения двигателя при расчётной скорости на соответствующей ей передаче, мин<sup>-1</sup>;

$n_n$  – частота вращения, соответствующая максимальной мощности, мин<sup>-1</sup> (для двигателя ЗМЗ-406  $n_n = 5200$  мин<sup>-1</sup>).

Эффективный момент ДВС рассчитывается по формуле [3]:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n_e} \quad (6).$$

Момент механических потерь рассчитывается по формуле [3]:

$$M_{мп} = \frac{9554 N_{мп}}{n_e} \quad (7),$$

где  $N_{мп}$  – мощность механических потерь, определенная заводом изготовителем, для данной модели двигателя (ЗМЗ-4062), кВт.

Для перевода мощности механических потерь из лошадиных сил в кВт, используем формулу [3]:

$$N_{мп} = \frac{N_{мп}}{1,35} \quad (8).$$

Поскольку эффективный момент во всех цилиндрах одинаков, как и момент механических потерь, то индикаторный момент для одного работающего

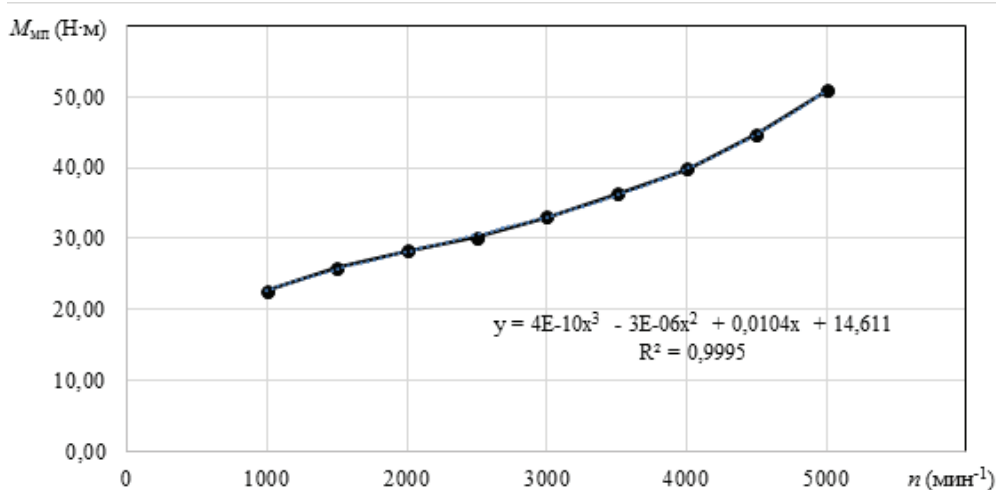
цилиндра можно определить, как сумму  $\frac{1}{4}$  эффективного момента и  $\frac{1}{4}$  момента механических потерь [3]:

$$M_i = M_e + \frac{M_{мп}}{4} \quad (9).$$

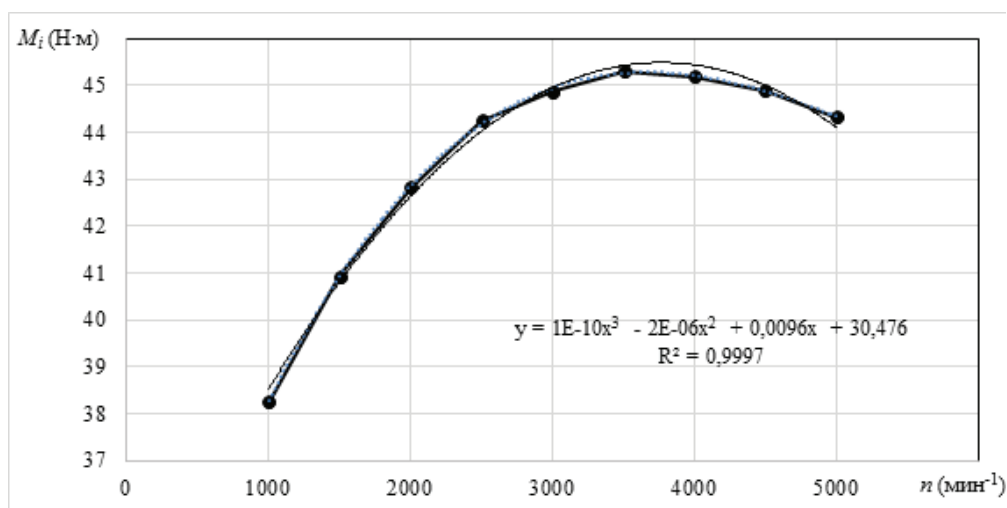
Для того чтобы рассчитать индикаторный момент при поцикловом отключении, необходимо сумму моментов умножить на процент включенных циклов в этом цилиндре [3]:

$$M_i = \left( M_e + \frac{M_{мп}}{4} \right) \quad (10).$$

Аппроксимировав момент механических потерь и индикаторный момент, получим следующие графики (рисунок 1).



а)



б)

Рисунок 1. Аппроксимированные графики (Примечание: а) момент механических потерь  $M_{мп}$  (Н·м) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ , мин<sup>-1</sup>; б) индикаторный момент  $M_i$  (Н·м) в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ , мин<sup>-1</sup>)

Момент механических потерь и индикаторный момент аппроксимируем полиномом третьей степени. Точность аппроксимации составляет 99% (рисунок 1). Проанализируем аппроксимированные зависимости индикаторного и тормозного моментов. Найдем точки пересечения функций. Для этого приравняем обе функции [3]:

$$4 \cdot 10^{-10} x^3 - 3 \cdot 10^{-6} x^2 + 0,0104x + 14,611 = 10^{-10} x^3 - 2 \cdot 10^{-6} x^2 + 0,0096x + 30,476 \quad (11).$$

Решаем уравнение в программе *MathCad*. Дис-

криминант получился положительный, это означает, что функция имеет два действительных корня:  $x_1 = 3166 \text{ мин}^{-1}$ ;  $x_2 = 10166 \text{ мин}^{-1}$ .

Наносим эти точки на числовую ось и определяем знак производной внутри каждого полученного промежутка. Как вариант, можно взять любую точку из промежутка и вычислить значение производной в этой точке. Если значение положительное, то ставим «плюс» над этим промежутком и переходим к следующему, если отрицательное, то ставим «минус» и т. д. (рисунок 2) [3].



Рисунок 2. Точки перегиба на числовой оси

Найдем точки экстремума функции. Точками экстремума функции являются точки, в которых функция определена, и проходя через которые производная меняет знак. Точкой экстремума является точка  $x_1 = 3166 \text{ мин}^{-1}$ . Точка  $x_2$  не может быть точкой экстремума функции, поскольку частота вращения коленчатого вала изменяется в пределах от 1000 до 5000  $\text{мин}^{-1}$  и значение  $x_2$  не входит в эти пределы.

Из полного анализа производных можно сделать вывод о том, что все точки по правую сторону от экстремума функции будут устойчивы при изменении частоты вращения коленчатого вала ДВС и одновременном нагружении двигателя, по левую сторону не устойчивы.

На рисунке 3 представлены графики производных тормозного и индикаторного моментов от частоты вращения коленчатого вала ДВС.

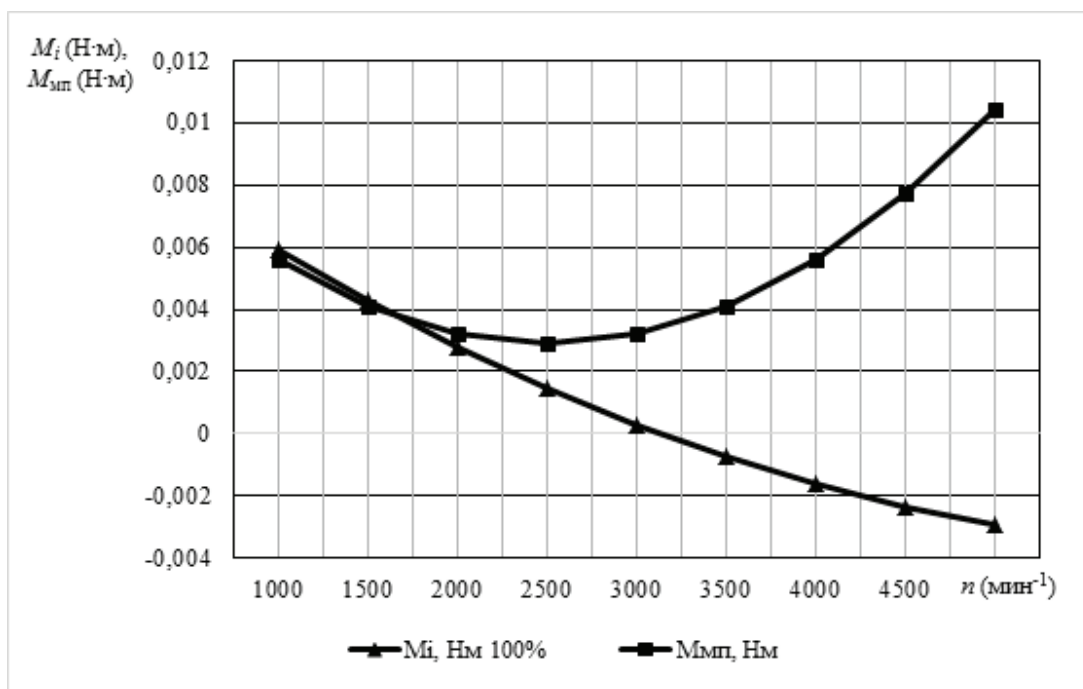


Рисунок 3. Производная индикаторного  $M_i(\text{Н}\cdot\text{м})$  и тормозного моментов  $M_{мп}(\text{Н}\cdot\text{м})$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n, \text{ мин}^{-1}$

Анализируя рисунок 3, можно сделать вывод о том, что после пересечения графиков, начинается устойчивая работа двигателя, так как кривые идут равномерно и тангенс угла наклона прямых равнозначен. Если рассмотреть прямые до пересечения, можно увидеть, что неравномерная работа двигателя характеризуется повышением момента механических потерь над индикаторным моментом. Данная теоретическая зависимость показывает, что экспериментально снять точки внешней скоростной характеристики при повышении про-

изводной момента механических потерь над производной индикаторного момента невозможно, поскольку двигатель начиная работать неравномерно, вскоре совсем прекращая работать.

**Методика исследований**

Диагностирование автомобилей, оснащенных системой впрыска топлива, на первом этапе производится на холостом ходу [4, 5, 13, 14]. Допустимые значения параметров токсичности на холостом ходу представлены в таблице 1.

Таблица 1. Допустимые значения экологических параметров ДВС на холостом ходу

	<i>CO</i>	<i>CH</i>	<i>CO<sub>2</sub></i>	<i>O<sub>2</sub></i>
х.х.	0,8–1,0%	100–200ppm	13–14%	3–4%
х.х*	0,8–1,0%	100–200ppm	11–12%	1–2%

*Примечание:* конструкция системы выпуска имеет слив для накопленного конденсата.

На современных автомобилях с системой впрыска причиной повышенного содержания *CO* в отработавших газах могут быть отказы следующих элементов: датчика массового расхода воздуха; электромагнитных форсунок; регулятора холостого хода; лямбда-зонда; датчика положения дроссельной заслонки; датчика температуры охлаждающей жидкости [3]. Неисправности этих элементов ведут к завышенному содержанию *CO* на холостом ходу (> 1,5%), что в конечном итоге приводит к значительному перерасходу топлива [1, 6].

Причинами же пониженного содержания *CO* (< 0,3%) является отказ таких элементов, как: свечи зажигания; модуль зажигания; регулятор холостого хода; датчик массового расхода воздуха; электробензонасос; топливный фильтр; электро-

магнитные форсунки; регулятор давления топлива [1, 6]. При этом данные отказы вызывают медленный (с провалами) разгон автомобиля, заметное снижение приемистости. Как следствие следует перерасход топлива [3]. Значение же содержания *CO* < 0,1% вызывает пропуски искрообразования (переобедненная смесь), последующее увеличение содержания *CH* и, как следствие, перерасход топлива [6, 12].

На втором этапе проверка работы системы впрыска проводится на средних значениях частоты вращения коленчатого вала ДВС [3]. Допустимые значения концентрации вредных веществ отработавших газов при работе ДВС на средних значениях частоты вращения коленчатого вала представлены в таблице 2.

Таблица 2. Допустимые значения концентрации вредных компонентов выхлопа на средних значениях частоты вращения коленчатого вала ДВС

	<i>CO</i>	<i>CH</i>	<i>CO<sub>2</sub></i>	<i>O<sub>2</sub></i>
Ср. об.	0,1–0,2%	< 150 ppm	13–14%	около 1%

При содержании *CO* (0,1–0,2%) на средних оборотах наблюдается экономичный расход топлива. Для большинства современных автомобилей данные пределы *CO* являются наиболее распространенными [1, 6, 12]. Однако в случае, когда требуется обеспечить значительную приемистость, величину *CO* в заводских условиях доводят до 0,4–0,5%. Это несколько увеличивает средний расход топлива. Для случаев существенно завышенной мощности реализуют вариант с содержанием *CO* в 1,0–2,5%. При этом значительно возрастает расход топлива при максимальной мощности. Однако автомобили

с нормами Евро-5, 6 даже на средних значениях частоты вращения коленчатого вала ДВС и высоком форсировании выдают *CO* в пределах 0,2–0,8%. Поэтому значения *CO* при износе систем ДВС должны изучаться избирательно для каждой модели автомобиля. Однако в практике измерений никакой информации нет по поводу значений лимита *CO*, *CH*, *CO<sub>2</sub>* и *O<sub>2</sub>* до катализатора при изменении технического состояния различных систем ДВС [10]. После катализатора контроль токсичности ничего не дает, а вот до катализатора и при использовании методики отключения отдельных цилиндров и ци-

клов можно с высокой точностью определять износ систем, а самое главное определиться с предельными сроками эксплуатации систем при исключении отказа катализатора и датчиков кислорода.

В качестве средства контроля токсичности применялся газоанализатор АСКОН-02.00 – 2 класса,

четырёхканальный, который предназначен для измерения концентрации доли оксида углерода ( $CO$ ), суммы углеводородов ( $CH$ ) в пересчете на гексан, диоксида углерода ( $CO_2$ ), кислорода ( $O_2$ ) в отработавших газах автомобилей [3]. Общий вид прибора представлен на рисунке 4.



Рисунок 4. Вид газоанализатора спереди

В качестве объекта проведения экспериментальных исследований был выбран двигатель ЗМЗ-406. Для двигателя ЗМЗ-406 диаметр цилиндра составляет 92 мм. При контроле утечек для цилиндров с диаметром 75–100 мм предельное значение параметра У2 (значение утечки воздуха в конце такта сжатия) составляет 28% и более, У1 (значение утечки воздуха в начале такта сжатия) –

14% и более, разность У2-У1 более 20% [3].

При проведении экспериментальной части исследований требовался двигатель ЗМЗ-406 с предельными и промежуточными значениями параметров износа цилиндров [3]. Так параметры износа цилиндров, измеренные пневмотестером К-69М, представлены в таблице 3.

Таблица 3. Параметры износа цилиндров (по пневмотестеру К-69М)

Показатели	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
У2	32%	22%	29%	14%
У2-У1	8%	4%	9%	3%
У1	24%	18%	20%	11%

Из таблицы 3 видно, что У2 (предельное значение износа цилиндров) достигает в 1 и 3 цилиндре. Предельное значение поршневых колец и клапанов наблюдается в 1, 2, 3 цилиндрах. Предельное значение параметра У2-У1 не превышено ни в одном

из цилиндров. Кроме того, при проведении экспериментальных исследований на испытуемый ДВС ставились электромагнитные форсунки с параметрами проливки, измеренными на стенде «Форсаж» (таблица 4) [3].

Таблица 4. Параметры проливки форсунок, измеренные на стенде «Форсаж»

Показатели	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
Пропускная способность	0%	-3%	-6%	+6%

Как видно из таблицы 4, пропускная способность форсунки 1-го цилиндра соответствовала эталонному значению, а пропускная способность 2-ой

форсунки на -3% ниже от эталонного значения. Пропускная способность форсунки 3-го цилиндра соответствовала уменьшенной пропускной способ-

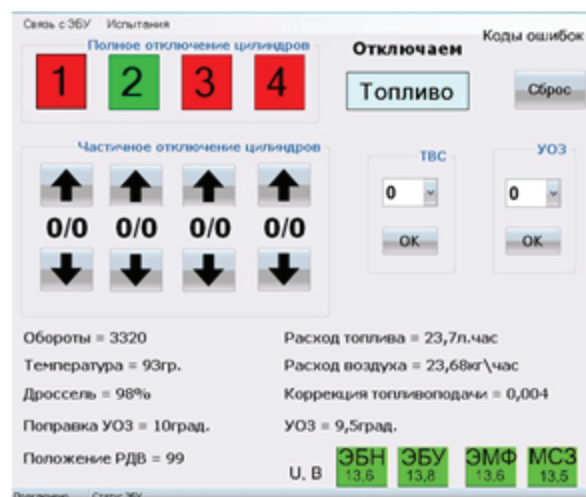
ности на -6% от эталонной, а для 4-го цилиндра – увеличенной на +6%.

Далее проводили испытания ДВС на соответствие норм токсичности и экономичности по отдельным цилиндрам. Для чего устанавливали на диагностируемый автомобиль приборное средство – догружатель двигателя ДБД-3 с интерфейсом программы [3–5, 13]. Записывали контрольные

параметры с помощью интерфейса данных путем отключения искрообразования в одном, двух и трех цилиндрах одновременно (рисунок 5, а). Отключение из работы цилиндров также можно производить по контролю параметра топливоподачи, отключая отдельные импульсы форсунок частично и полностью, тем самым задавая нагрузку (рисунок 5, б).



а)



б)

Рисунок 5. Интерфейс данных (Примечание: а) выключение из работы цилиндра путем отключения искрообразования; б) выключение из работы цилиндров по контролю параметра топливоподачи)

### Результаты экспериментальных исследований

В ходе испытаний основное внимание следует направить на установление зависимости токсичности отработавших газов (содержания  $CO$ ,  $CH$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ ) от количества отключенных цилиндров. Полученные экспериментальные данные позволяют оценить эффективность предложенного метода [3].

Экспериментальные исследования проводились при трех вариантах нагружения:

а) все четыре цилиндра находятся в работе. Плавно открывается дроссельная заслонка и при установке частоты вращения коленчатого вала ДВС 800, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000  $\text{мин}^{-1}$  производится запись параметров токсичности отработавших газов  $CO$ ,  $CH$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ ;

б) один цилиндр находится в работе. Плавно открывается дроссельная заслонка и при установке частоты вращения коленчатого вала ДВС 1500, 2000, 2500, 3000, 3200, 3500, 3700  $\text{мин}^{-1}$  производится запись параметров токсичности отработавших газов  $CO$ ,  $CH$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ ;

в) один оставшийся в работе цилиндр подвергается частичному отключению циклов топливоподачи (искрообразования). При этом полностью открывается дроссельная заслонка и производится отключение циклов 1 из 10, 2 из 10, 3 из 10, 4 из

10, 5 из 10, 6 из 10, 7 из 10, 8 из 10, 9 из 10, пока сохраняется работоспособность двигателя и поддерживаются установившиеся обороты коленчатого вала двигателя. После чего производится запись параметров токсичности отработавших газов  $CO$ ,  $CH$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ . Кроме того, все 3 варианта испытаний производились с установкой трех сопротивлений в выпускную систему –  $d = 50$  мм,  $d = 23$  мм,  $d = 15$  мм.

На рисунке 6 представлена зависимость концентрации  $CO$ , % в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм.

На рисунке 6 наблюдается явный отрыв значения  $CO$ , % для четвертого цилиндра, относительно других. Но именно в четвертом цилиндре установлена форсунка с увеличенной на +6% пропускной способностью. Для первого цилиндра также характерен рост концентрации  $CO$ , % после 2500  $\text{мин}^{-1}$ , это объясняется предельным износом ЦПГ данного цилиндра (32% утечка).

На рисунке 7 представлена зависимость концентрации  $CH$ ,  $\text{млн}^{-1}$  в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм.

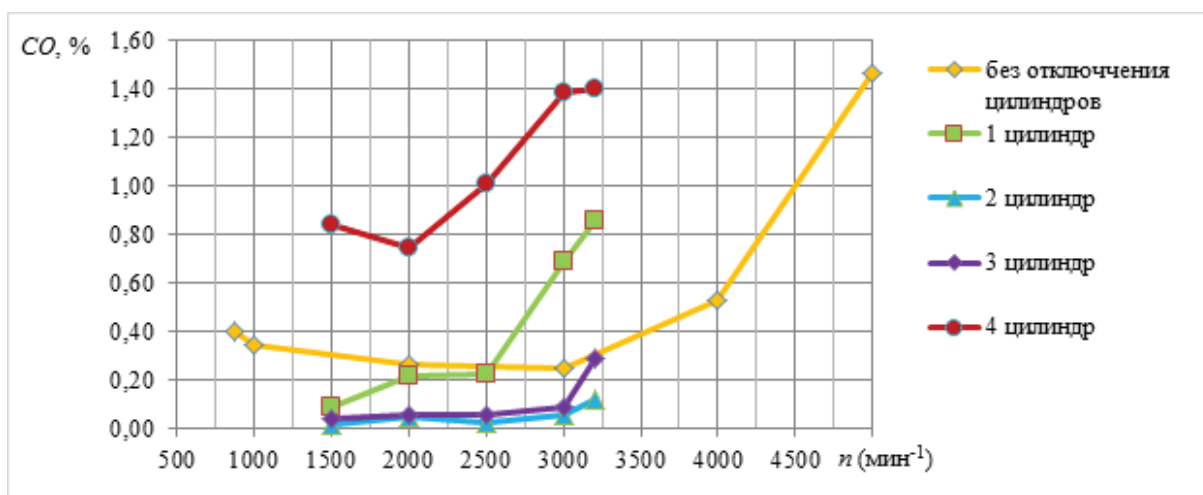


Рисунок 6. Зависимость концентрации  $CO, \%$  в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм

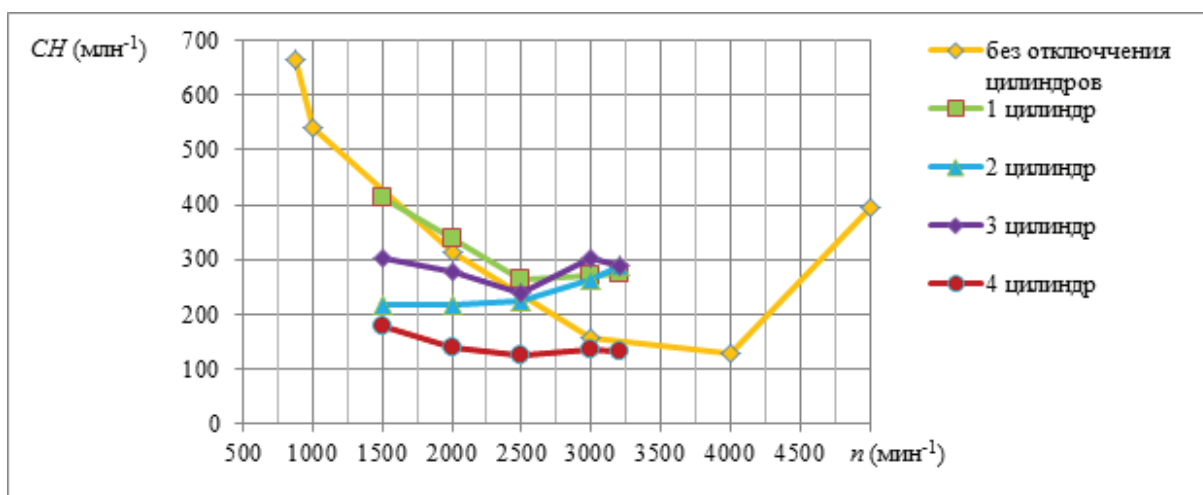


Рисунок 7. Зависимость концентрации  $CH, \text{млн}^{-1}$  в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм

При работе на всех четырех цилиндрах при малой частоте вращения наблюдается существенный рост  $CH, \text{млн}^{-1}$ , выше  $650 \text{ млн}^{-1}$ . Это объясняется значительным износом ЦПГ практически каждого отдельного цилиндра, кроме четвертого (утечка 14%). Как видно отдельно по четвертому цилиндру, то при его работе наблюдается наименьший из всех четырех цилиндров выброс  $CH, \text{млн}^{-1}$ .

На рисунке 8 представлена зависимость концентрации  $CH, \%$  в отработавших газах от степени нагружения ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм.

Из рисунка 8 видно, что при работе четвертого цилиндра наблюдается наименьшее значение содержания  $CH$ , так как он имеет наименьший износ – 14%. Из остальных цилиндров – второй показал высокое значение  $CH$ , это связано с сочетанием

значительного износа ЦПГ – 22%, заниженной на 3% подачи форсунки и работоспособности свечи зажигания (определяющее для роста содержания  $CH$  в отработавших газах).

На рисунке 9 представлена зависимость максимально возможной частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n, \text{мин}^{-1}$  от степени нагружения ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм (дроссельная заслонка открыта 100%). Для этого режима испытаний характерен контроль максимально возможной частоты вращения коленчатого вала двигателя. Как правило, цилиндр с предельно изношенной поршневой выдает меньшее значение частоты вращения из-за потерь рабочей смеси через неплотности ЦПГ.



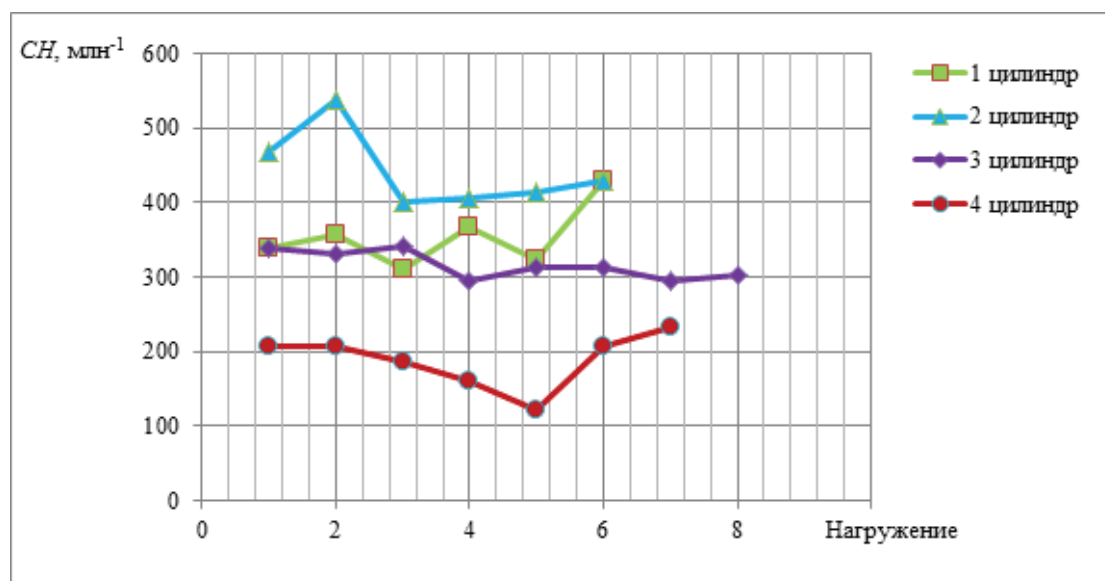


Рисунок 8. Зависимость концентрации  $CH$ , % в отработавших газах от степени нагружения ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм

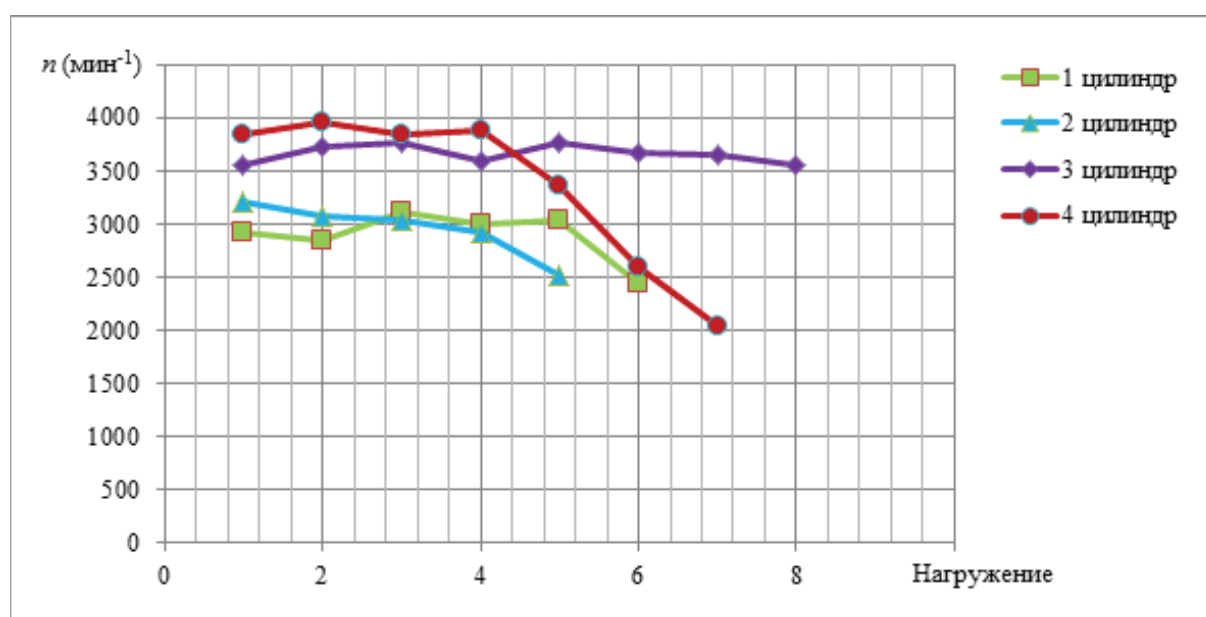


Рисунок 9. Зависимость максимально возможной частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ ,  $мин^{-1}$  от степени нагружения ДВС при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм (дроссельная заслонка открыта 100%)

Как видно из рисунка 9, четвертый цилиндр обеспечивает большую, чем в остальных цилиндрах частоту вращения коленчатого вала двигателя. И по мере увеличения нагружения более затяжную характеристику до точки 7 (соответствующей включению 1 из 3 последовательных импульсов форсунки). В тот же момент третий цилиндр обнаружил наилучшую эффективность с ростом нагружения. Объяснить это можно чрезмерно обедненной смесью (пропускная способность третьей форсунки снижена на 6%).

На рисунке 10 представлена зависимость кон-

центрации  $CO_2$ , % в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ ,  $мин^{-1}$  при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм.

Из рисунка 10 видно, что наибольшую токсичность имеют цилиндры второй и третий, работающие на бедной смеси (пропускная способность форсунок снижена на 6 и 3% соответственно). В первом и четвертом цилиндрах оптимальная и богатая смесь приводят к уменьшению  $CO_2$  на больших оборотах коленчатого вала двигателя.

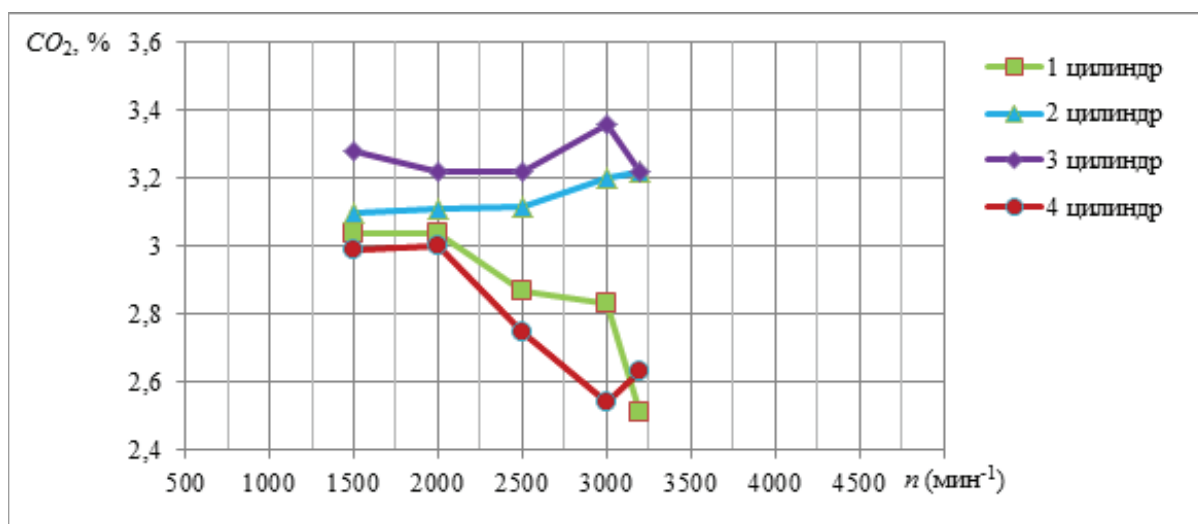


Рисунок 10. Зависимость концентрации  $CO_2$ , % в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм

На рисунке 11 представлена зависимость концентрации  $O_2$ , % в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вал ДВС  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  при уста-

новке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм.

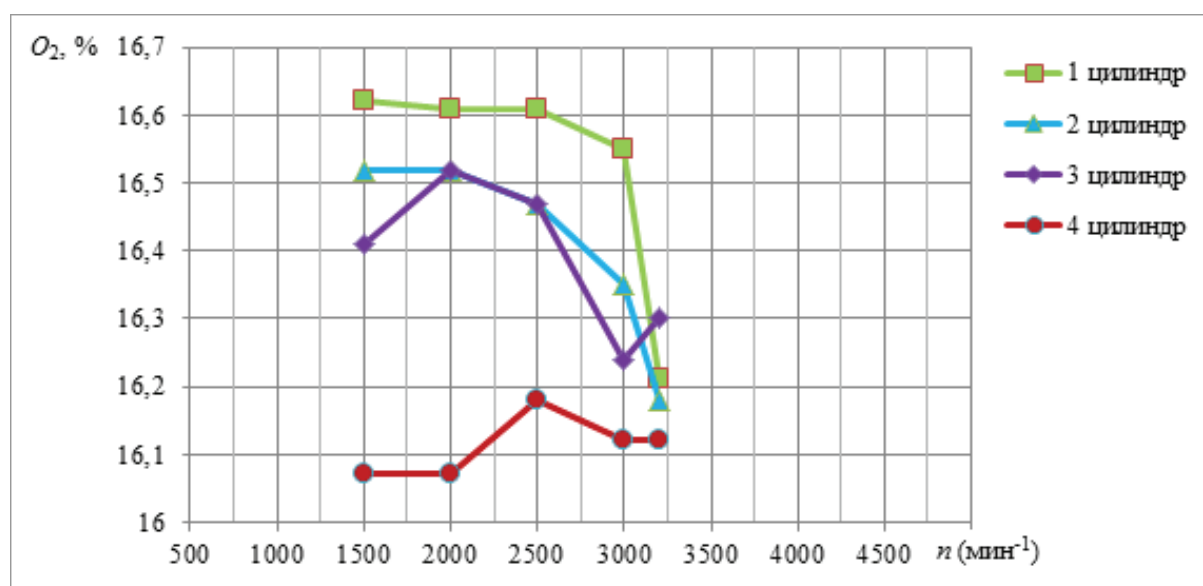


Рисунок 11. Зависимость концентрации  $O_2$ , % в отработавших газах от частоты вращения коленчатого

вала ДВС  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  при установке искусственного сопротивления в систему выпуска сечением  $d = 50$  мм

На рисунке 11 можно наблюдать наименьшее значение  $O_2$ , % наблюдается при работе 4 цилиндра, где установлена форсунка с предельно увеличенной пропускной способностью на +6%.

#### Выводы

Проведенный комплекс исследований показал

высокую эффективность контроля технического состояния ЦПГ, системы топливоподачи, системы зажигания и других систем путем мониторинга параметров токсичности выхлопных газов. Причем высокой степени селективности распознавания неисправностей отдельных цилиндров можно достичь за счет полного или частичного отключения цилиндров.

*Литература*

1. Гайдар, С.М. Улучшение эксплуатационных характеристик двигателя с применением нанотехнологий / С.М. Гайдар, В.Н. Свечников, А.Ю. Усманов, М.И. Иванов. – Москва: Труды ГОСНИТИ. – 2013. – Т. 111. – С. 4-8.
2. Гребенников, А.С. Диагностирование автотракторных двигателей по внутрицикловым изменениям угловой скорости коленчатого вала: дис. ... докт. техн. наук. – Саратов, 2002. – 292 с.
3. Гриценко, А.В. Разработка методов тестового диагностирования работоспособности систем питания и смазки двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Челябинск, 2014. – 40 с.
4. Пат. 2418190 Российская Федерация. Способ диагностирования системы топливоподачи двигателя / А.В. Гриценко, Д.Д. Бакайкин, С.С. Куков. – №2009123798; заявл. 22.06.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 13.
5. Гриценко, А.В. Разработка тестовых систем диагностирования мобильных энергетических средств / А.В. Гриценко, А.М. Плаксин, К.А. Цыганов // АПК России. – 2013. – Т. 65. – С. 9-19.
6. Дмитриевский, А.В. Топливная экономичность бензиновых двигателей / А.В. Дмитриевский, Е.В. Шатров. – Москва: Машиностроение, 1985. – 208 с.
7. Ерохов, В.И. Системы впрыска бензиновых двигателей. Конструкция, расчёт, диагностика: учебник для ВУЗов / В.И. Ерохов. – Москва: Телеком, 2011. – 553 с.
8. Журавлев, С.С. Апробация способа управления мощностью ДВС отключением цилиндров / С.С. Журавлев, К.В. Зубарев // Техника и технологии строительства. – 2015. – № 3 (3). – С. 14-20.
9. Иванов, Р.В. Диагностирование ДВС по параметру мощности механических потерь: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Волгоград, 2010. – 40 с.
10. Исаенко, П.В. К расчету гидравлического сопротивления очистителя-нейтрализатора для систем выпуска отработавших газов машин автотранспортного комплекса / П.В. Исаенко, В.Д. Исаенко // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2006. – № 1. – С. 95-106.
11. Лешаков, И.А. Математическая модель расчета основных параметров каталитических нейтрализаторов / И.А. Лешаков, И.Н. Кравченко, М.Н. Ерофеев // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 5. – С. 76-80.
12. Марков, В.А. Отключение цилиндров как способ улучшения топливной экономичности бензиновых двигателей / В.А. Марков, С.Н. Девянин, Э.А. Савастенко, А.А. Савастенко // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 1. – С. 5-8.
13. Плаксин, А.М. Тестовые методы диагностирования систем двигателей внутреннего сгорания автомобилей: монография / А.М. Плаксин. – Челябинск: Южно-Уральский ГАУ, 2016. – 210 с.
14. Соловьев, Р.Ю. Методы и средства тестового диагностирования системы питания двигателей внутреннего сгорания автомобилей / Р.Ю. Соловьев. – Москва: ГОСНИТИ, 2013. – 40 с.
15. Химченко, А.В. Снижение неравномерности крутящего момента двигателя с отключением цилиндров на режимах частичного нагружения / А.В. Химченко, Д.Г. Мишин, А.В. Бузов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 46-51.