

## УДК 621.43

**Левтеров Антон Михайлович**, канд. техн. наук., старш. наук. співр., зав. відділом поршневих енергоустановок. Тел. +380 57 394 47 02. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5308-1375>

**Бганцев Валерий Микитович**, канд. техн. наук., старш. наук. співр., відділ поршневих енергоустановок. Тел. +380 57 394 47 54. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0661-1040>

**Нечволод Павло Юрійович**, провідний інженер, відділ поршневих енергоустановок.

Тел. +380 57 394 47- 54. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5576-7282>

Институт проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна. Вул. Пожарського, 2/10, Харків, Україна, 61000

#### ПОРІВНЯЛЬНА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГОЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ КОНВЕРТОВАНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА БАЗІ ДИЗЕЛЯ

*В роботі представлені основні етапи переобладнання транспортного дизеля Д21А в газовий двигун та результати порівняльних моторних випробувань з оцінки енергоекологічних показників базового та конвертованого двигуна. Порівняльні моторні випробування проводились по навантажувальній характеристиці при частоті обертів колінчастого валу, що відповідає режиму номінальної потужності.*

**Ключеві слова:** двигун, паливо, токсичність, відпрацьовані гази.

**Левтеров Антон Михайлович**, канд. техн. наук., старш. научн. сотр., зав. отделом поршневых энергоустановок. Тел. +380 57 394 47 02. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5308-1375>

**Бганцев Валерий Никитович**, канд. техн. наук., старш. научн. сотр., отдел поршневых энергоустановок. Тел. +380 57 394 47 54. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0661-1040>

**Нечволод Павел Юрьевич**, ведущий инженер, отдел поршневых энергоустановок. Тел. +380 57 394 47- 54. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5576-7282>

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина. Ул. Пожарского, 2/10, Харьков, Украина, 61000

#### СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОНВЕРТИРОВАННОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА БАЗЕ ДИЗЕЛЯ

*В работе представлены основные этапы переоборудования транспортного дизеля Д21А в газовый двигатель и результаты сравнительных моторных испытаний по оценке энергоэкологических показателей базового и конвертированного двигателя. Сравнительные испытания двигателя проводились по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала соответствующей режиму номинальной мощности.*

**Ключевые слова:** двигатель, топливо, токсичность, отработавшие газы.

**Levterov Anton Mikhaylovich**, Ph. D., Senior Researcher, head of department power piston plants.

Тел. +380 57 394 47 02. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5308-1375>

**Bgantsev Valery Nikitich**, Ph. D., Senior Researcher, department power piston plants. Ph. +380 57 394 47 54. E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0661-1040>

**Nechvolod Paul Jurevich**, engineer, department power piston plants. Tel. +380 57 394 47-54.

E-mail: [dppp@ipmach.kharkov.ua](mailto:dppp@ipmach.kharkov.ua) ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5576-7282>

A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine. Str. Pozharskogo, 2/10, Kharkov, Ukraine, 61000.

#### COMPARATIVE EXPERIMENTAL ESTIMATION ENERGY -ECOLOGICAL PARAMETERS OF THE CONVERTED GAS ENGINE ON THE BASIS OF A DIESEL ENGINE

*In work the basic stages of re-equipment of transport diesel engine Д21А in the gas engine and results of comparative motor tests by an estimation energy-ecological parameters of the base and converted engine are submitted. Comparative tests of the engine were carried out under the loading characteristic at frequency of rotation of a cranked shaft of rated power corresponding to a mode.*

**Key words:** engine, fuel, the toxicity, exhaust gases.

#### Введение

Одним из эффективных путей снижения вредного воздействия ОГ ДВС на окружающую среду и уменьшения потребления жидкого углеводородного топлива является

использование газообразных топлив, в частности сжатого природного газа (СПГ) и сжиженного нефтяного газа (СНГ). Эти виды топлив уже достаточно широко используются на автотранспорте, в связи с чем для них разработано унифицированное газовое оборудование, легко приспособляемое для разных типов двигателей.

Переоборудуют в основном автотранспортные средства с бензиновыми ДВС. Использование газа на автомобильных дизельных двигателях распространено мало и представлено лишь газодизельным вариантом, где воспламенение газового топлива осуществляется запальной дозой дизельного топлива.

Помимо роста объемов использования в ДВС таких топлив как СПГ и СНГ возрастает интерес к относительно недорогому газообразному топливу, полученному в результате переработки твердых бытовых отходов и отходов животноводства. Это так называемый биогаз, состоящий в основном из метана. Сжигая биогаз в ДВС, можно практически полностью обеспечивать энергией и теплом небольшие производственные комплексы, где этот же биогаз и вырабатывается.

Еще одно из перспективных газовых топлив для ДВС – это шахтный метан, сопровождающий процессы добычи угля.

Использование газовых двигателей наиболее эффективно вблизи источников газового топлива, так как в этом случае минимальны затраты на его транспортировку.

В связи с этим большая часть газовых ДВС используется в составе стационарных энергоустановок. Рентабельность установок с газовыми ДВС может быть существенно повышена за счет утилизации теплоты, уносимой с ОГ, охлаждающей жидкостью и смазочным маслом. При этом суммарный КПД может достигать 80 %.

#### Анализ публикаций

На развитие газовых двигателей серьезное влияние оказало развитие дизелестроения. Дизель, как двигатель, рассчитанный на высокие нагрузки и давления, оказался хорошей, с точки зрения конвертации, базой для создания высокоэффективного газового двигателя.

В связи с этим конструктивные схемы газовых двигателей во многом определились схемами дизелей, на базе которых они главным образом и создаются [1].

Конвертация дизельного двигателя в газовый с внешним смесеобразованием обычно сопровождается следующими мероприятиями:

- снижение степени сжатия;
- дообработка штатной головки или крышек цилиндров для возможности установки свечей зажигания или изготовление новых;
- в связи с возможным повышением тепловой напряженности двигателя, не исключена замена седел клапанов в четырехтактном базовом двигателе;
- разработка конструкции или адаптация унифицированного газового смесителя с узлом дроссельной заслонки;
- размещение элементов газового оборудования на двигателе;
- установка распределителя или индивидуальных катушек зажигания;
- адаптация существующего всережимного регулятора частоты вращения к системе питания газом;
- электрооборудование, включающее элементы системы зажигания, приборы контроля работы газового оборудования, аварийно-предупредительную сигнализацию.

Длительный опыт эксплуатации газовых двигателей, накопленный газовой промышленностью, доказывает значительные эксплуатационные преимущества их по сравнению с жидкотопливными двигателями. Установлено, что ДВС на газовом топливе имеет в 1,5–2 раза большую наработку между ремонтами, так как отсутствуют разрушения (смывания) масляной пленки жидким топливом.

Кроме того, при горении газового топлива образуется значительно меньше твердых частиц и сажи, чем при сгорании жидкого топлива, что также снижает износы. Важным обстоятельством, способствующим увеличению срока службы двигателей, является почти полное отсутствие в газовом топливе серы и других элементов, вызывающих коррозию. Срок

службы масла у газовых двигателей в 1,3–1,8 раза выше, чем у жидкотопливных, что объясняется также пониженным нагарообразованием и отсутствием разжижения масла топливом.

Более широкие пределы воспламенения газовой топливо-воздушной смесью позволяют на основных эксплуатационных режимах наиболее эффективно обеднять горючую смесь до коэффициента избытка воздуха 1,2 – 1,3, что приводит к значительному снижению токсичности ОГ по основным контролируемым параметрам при работе на СПГ. Высокое октановое число природного газа дает возможность повысить степень сжатия в газовом двигателе на 23 - 25 % [2-6]. В результате экономичность газового двигателя оказывается не хуже, а в отдельных случаях и лучше, чем базового дизеля.

**Цель и задачи исследования**

Цель работы – экспериментальная оценка энергоэкологических показателей конвертированного газового двигателя на базе транспортного дизеля Д21А.

В работе ставились задачи:

- провести литературный обзор о перспективах развития двигателей Отто, работающих на СПГ;
- проанализировать конструкцию базового дизельного двигателя и разработать технологию его конвертирования в газовый двигатель;
- провести конвертирование дизеля в газовый двигатель;
- провести сравнительные моторные испытания по оценке энергоэкологических показателей дизельного и газового двигателей;
- сделать выводы об эффективности разработанной технологии конвертирования транспортного дизеля в газовый двигатель.

Основные этапы и результаты исследования сводятся к следующему.

В результате проведенного ранее анализа в качестве базового был выбран дизель Владимирского тракторного завода Д21А.

Этот двухцилиндровый дизель воздушного охлаждения из семейства унифицированных двух-, трех-, четырех- и шестицилиндровых моделей, устанавливается на тракторы и самоходные шасси. Кроме того эти двигатели широко применяются на асфальто- и бетоноукладчиках, селекционных комбайнах и других агрегатах, а также на передвижных электросварочных и водонасосных станциях.

Дизель Д21А имеет неразделенную камеру сгорания в поршне, что сыграло существенную роль в выборе способа снижения степени сжатия для газового варианта двигателя. Техническая характеристика дизеля приведена ниже (табл. 1) [7].

Таблица 1  
Техническая характеристика базового двигателя (дизель Д21А)

Рабочий объем, л	2,08
Мощность номинальная, кВт	18,5
Частота вращения номинальная, мин <sup>-1</sup>	1800
Среднее эффективное давление, МПа	0,59
Размерность, отношение S/D, мм	120/105
Средняя скорость поршня, м/с	7,2
Литровая масса, кг/л	134,6
Удельная масса, кг/кВт	15,1
Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике, г/(кВт·ч)	237
Угар масла (относительно удельного расхода топлива), %	1,0
Технический ресурс, ч	6000

Смесеобразование в дизеле осуществляется в полусферической камере сгорания, расположенной эксцентрично в поршне. За счет смещения оси впускного канала

относительно оси цилиндра обеспечивается вращательное движение воздушного заряда в цилиндре и камере сгорания и интенсификация смесеобразования.

Основные этапы модернизации базового двигателя приведены на рис. 1.

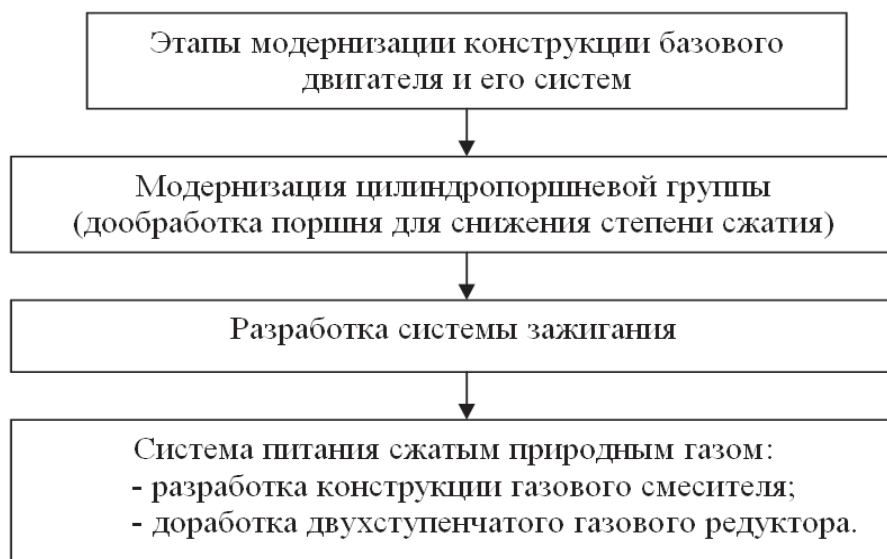


Рис. 1. Этапы модернизации базового двигателя

Основное преимущество полусферической камеры сгорания – минимальное отношение ее поверхности к объему, что обуславливает минимальные потери тепла в стенки по сравнению с камерами сгорания других форм. Такая форма камеры при одинаковом значении скорости циркуляции воздушного заряда в цилиндре в конце такта впуска обеспечивает получение наибольшей угловой частоты вращения заряда в камере в конце сжатия. Доработка поршневой группы осуществляется в связи с необходимостью снижения степени сжатия в базовом дизельном двигателе. Степень сжатия в конвертированном газовом образце двигателя с одной стороны определяет границу бездетонационной работы на газе, с другой – экономичность, так как от нее зависит индикаторный КПД цикла.

Октановое число природного газа оценивается числом 110 ед. по моторному методу, что позволяет использовать степени сжатия не более 11 единиц при диаметре цилиндра не превышающем 120 мм [8-11].

Еще одно обстоятельство, которое учитывалось при выборе степени сжатия – возрастание пробивного напряжения на электродах свечи зажигания с ростом давления в цилиндре. Так как в системе зажигания газового двигателя предполагалось использование элементов унифицированных систем зажигания, формирующих высоковольтное напряжение на свечах зажигания амплитудой до 25 кВ, степень сжатия была выбрана исходя из диапазона ее изменения в наиболее распространенных бензиновых автомобильных двигателях (8,5–10 ед.).

Окончательное значение степени сжатия в газовом двигателе было принято равным 9,5 ед. (степень сжатия у базового двигателя была 16,5 ед.).

Для снижения степени сжатия поршни были доработаны. После расточки камеры сгорания головку каждого поршня подрезали на величину  $\delta = 7$  мм.

В крышках цилиндров были доработаны отверстия под распылители форсунок для возможности установки свечей зажигания. Каждое отверстие было рассверлено и в нем нарезана резьба М14×1,25.

При разработке системы зажигания учитывалось, что дизель Д21А имеет неравномерное чередование вспышек в цилиндрах. Интервал между вспышками в первом и втором цилиндрах составляет  $180^\circ$  поворота коленчатого вала (п.к.в.), в течение последующих  $540^\circ$  п.к.в. осуществляются процессы газообмена. Таким образом, для

обеспечения зажигания смеси в соответствии с принятым порядком работы угол между высоковольтными выводами распределителя зажигания должен составлять  $90^{\circ}$ . Такой угол имеют распределители зажигания для четырехцилиндровых четырехтактных двигателей. Анализ различных конструкций показал, что приемлемым вариантом может быть распределитель зажигания двигателя автомобиля ВАЗ-2108.

Для системы зажигания газового двигателя были выбраны следующие элементы:

- распределитель зажигания с датчиком Холла от автомобиля ВАЗ 2108;
- блок электронного зажигания с октан - корректором "ЭКО";
- катушка зажигания Б-115;
- высоковольтные провода и наконечники (импортного производства);
- свечи зажигания ВКР 6Е фирмы NGK одноэлектродные с шестигранником под ключ – 16 мм и длиной резьбовой части 19 мм.

Основное назначение газового смесителя (ГС) - приготовление газозвушной смеси и регулирование количества подачи ее в цилиндры двигателя. Установлен ГС на впускном трубопроводе.

Обычно удовлетворительной работы двигателя добиваются использованием устройств коррекции газозвушной смеси, которыми дополняют ГС [8].

При работе ГС с редуктором, имеющим вакуум на выходе, горючая смесь обедняется, что приводит к неустойчивой работе двигателя на режимах холостого хода и частичных нагрузок. Последнее характерно при регулировке состава горючей смеси на получение максимальной мощности при полностью открытой дроссельной заслонке. При регулировке такого смесителя на нормальную работу в режиме холостого хода наблюдается значительный перерасход топлива на нагрузочных режимах.

ГС рассчитывают на совместную работу с газовым редуктором определенного типа. При этом ГС должен обеспечивать удовлетворение следующих требований:

- оптимальный состав горючей смеси для любого режима работы двигателя;
- однородность горючей смеси для любого режима работы двигателя;
- максимальную мощность при полной нагрузке;
- надежный пуск двигателя, его хорошая приемистость при резком увеличении нагрузки, устойчивую работу на режимах холостого хода.

ГС представляет собой объединенные в одном корпусе дроссельную заслонку и диффузор, дополнительно выполняющий функцию газосмесительного устройства.

В общем случае газовый редуктор содержит элементы очистки, редуцирования и дозирования газа. В данном случае при конвертации дизеля Д21А использовали универсальный газовый редуктор для СНГ и СПГ мембранного типа с рычажной передачей усилий от мембраны к клапанам [8, 12].

Для обеспечения избыточного давления газа на выходе из редуктора и более надежного перекрытия подводящей газовой магистрали (при неработающем двигателе) предусмотрено разгрузочное устройство мембранно-пружинного типа, сообщающееся с впускным трубопроводом двигателя. При вакууме  $0,8 \dots 0,9$  кПа разгрузочное устройство отключается и разгружает мембрану клапана второй ступени. При неработающем двигателе редуктор служит автоматическим клапаном, перекрывающим подвод газа к смесителю.

В соответствии с разработанной программой и методикой были проведены стендовые испытания дизельного двигателя Д21А и его варианта, переведенного на природный газ, с целью получения сравнительных характеристик.

Испытуемый двигатель был установлен на моторный испытательный стенд фирмы VSETIN с моторгенератором IDP 942-4 и динамометром DS 742 N мощностью 71 кВт,  $n=3000/5000$  мин<sup>-1</sup>.

Схема системы питания газового двигателя представлена на рис. 2.

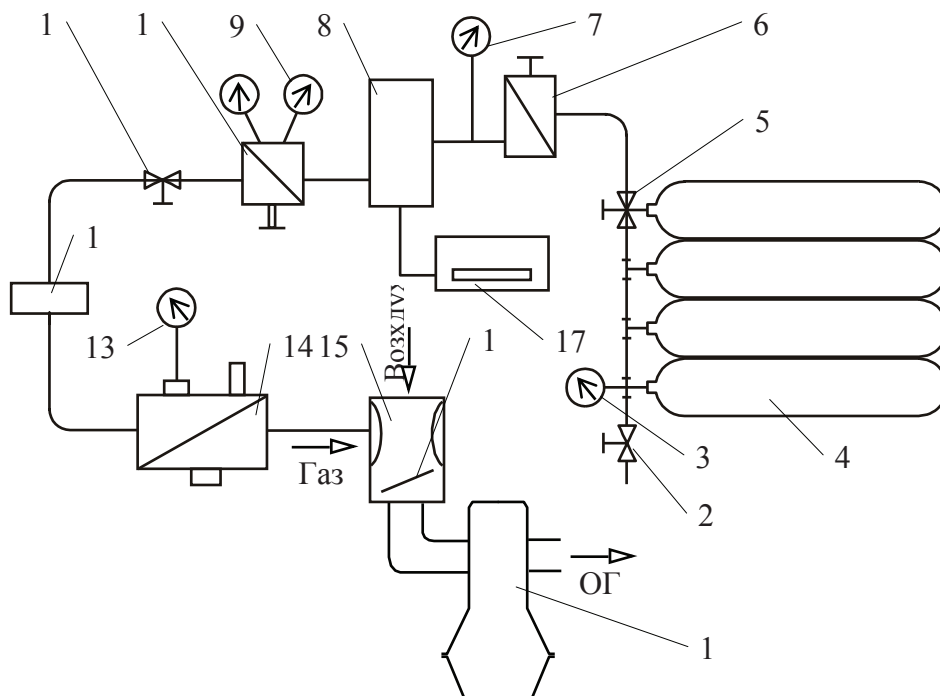


Рис. 2. Схема системы питания газового двигателя:

1–двигатель; 2 – наполнительный вентиль; 3, 7, 9, 13 – манометры; 4 – секция баллонов; 5 – расходный вентиль; 6, 10 – редуктор высокого давления; 8 – газовый расходомер; 11 – магистральный вентиль; 12 – электромагнитный клапан; 14 – редуктор низкого давления; 15 – газовый смеситель; 16 – дроссельная заслонка; 17 – электронный секундомер

Характеристики газового смесителя согласованы с двухступенчатым газовым редуктором и расходными характеристиками выбранного двигателя. Указанные устройства обеспечивают оптимальный состав и однородность горючей смеси во всем диапазоне режимов работы двигателя, максимальную мощность при полной нагрузке, надежный пуск, приемистость и устойчивую работу двигателя на режиме холостого хода.

Испытания двигателя проводились по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ . Угол опережения впрыска топлива дизеля соответствовал  $20^\circ$  п.к.в. до ВМТ, угол опережения зажигания в газовом варианте –  $27^\circ$  п.к.в. до ВМТ. Результаты сравнительных моторных испытаний представлены в табл. 2.

При конвертировании дизельного двигателя в газовый достигнута его номинальная мощность 18,4 кВт. Температура отработавших газов во всем диапазоне нагрузок у газового двигателя выше чем у дизеля на  $100...140^\circ\text{C}$ , но вполне допустима для деталей цилиндропоршневой группы и камеры сгорания, т.к. в двигателе Д21А применен высокопрочный материал для клапанов и седел клапанов. Повышение температуры объясняется общим снижением коэффициента избытка воздуха у газового двигателя по сравнению с аналогичным параметром во всем диапазоне нагрузочной характеристики.

Удельный эффективный расход теплоты газового двигателя, как видно из результатов, приведенных в табл. 2, ухудшается на 11 % по отношению к аналогичному показателю дизельного двигателя в связи со снижением степени сжатия. По этой же причине эффективный КПД газового двигателя ниже эффективного КПД базового дизеля на 1...1,5 %.

Сравнительные характеристики токсичности отработавших газов дизеля и газового двигателя также приведены в табл. 2. Содержание оксидов азота в отработавших газах газового двигателя по сравнению с дизелем при увеличении нагрузки снижается.

Результаты сравнительных моторных испытаний

Дизельный двигатель							
№№	Показатель	$\eta_e$	$g_e$	$t_{or}$	$\alpha$	$No_x$	CO
	Режим с $N_e$ , кВт	–	кДж/кВтч	°С	–	ppm	ppm
1	0	–	–	180	6	110	130
2	5	0,21	17000	220	3,9	500	170
3	10	0,3	12000	310	2,6	1100	175
4	15	0,323	11500	420	1,9	1580	250
5	18,4	0,318	11800	580	1,8	1590	2100
Газовый двигатель							
№№	Показатель	$\eta_e$	$g_e$	$t_{or}$	$\alpha$	$No_x$	CO
	Режим с $N_e$ , кВт	–	кДж/кВтч	°С	–	ppm	ppm
1	0	–	–	560	1,25	110	3000
2	5	0,2	18000	610	1,22	500	5800
3	10	0,26	14000	630	1,2	750	4200
4	15	0,28	12500	700	1,15	420	2900
5	18,4	0,275	12450	685	1,1	50	3700

Оксиды углерода в отработавших газах дизелей всегда имеют очень низкие значения и не превышают 0,1...0,2 %, так как дизельные двигатели работают с большим коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ . Газовый двигатель работал с  $\alpha$  близким к 1, поэтому концентрация оксидов углерода в его отработавших газах имеет более высокие значения, которые, однако, значительно ниже нормируемых уровней.

### Выводы

Для улучшения топливной экономичности газового двигателя существуют резервы как по улучшению организации рабочего процесса (обеднение смеси, совершенствование камеры сгорания, дозирование подачи газа и т.д.) так и конструктивные мероприятия.

Результаты, полученные при конвертации дизеля Д21А в газовый двигатель, подтверждают целесообразность использования разработанной технологии для решения проблем дефицита жидкого топлива и моторного масла, снижения эксплуатационных расходов, снижения уровня токсичности отработавших газов и увеличения ресурса двигателей, работающих в составе энергоустановок различного назначения.

Экономическая эффективность конвертирования обусловлена непосредственным преимуществом замены дизельного топлива газовым топливом (из-за существенной разницы в цене на эти виды топлива), снижением затрат на моторное масло (из-за увеличения периода между его заменами) и общего увеличения моторесурса двигателя.

### Список использованной литературы

1. Коллеров Л. К. Газовые двигатели поршневого типа. - М. : Машиностроение, 1968. – 254 с.
2. Трушин В. М. Газовое оборудование и арматура для газобаллонных автомобилей (на сжатом природном газе). – Л.: Недра, 1990. – 151 с.
3. Lucke, K., and W. Hennig (2007). Eco-Driving Workshop. View of European Automobile Manufacturers. Association des Constructeurs Européens d'Automobiles. Presented at IEA/Paris, 22–23 November 2007.
4. Harrington, W.; S. Houde and E. Safirova (2007). A Simulation of the Effects of Transportation Demand Management Policies on Motor Vehicle Emissions. In Transportation Land Use, Planning, and Air Quality: Proceedings of the 2007 Conference. American Society of Civil Engineers.
5. Federal Motor Carrier Administration (FMCSA) (2001). Motor Carriers of Passengers. 2001, Annual Report.

<http://www.fmcsa.dot.gov/forms/reporting/prod.htm>

6. Limiting Net Greenhouse Gas Emissions In The United States, Volume II: Energy Responses, Report for the Office of Environmental Analysis, Office of Policy, Planning and Analysis, Department of Energy (DOE), DOE/PE-0101 Volume II, September 1991.

7. Эфрос В. В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / Эфрос В. В., Ерохин Н. Г., Кульчицкий Р. И. и др. - М.: Машиностроение, 1976. – 277 с.

8. Автомобильные двигатели / Под ред. М. С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 120 с.

9. C. Castaldini, NOx Reduction Technologies For Natural Gas Industry Prime Movers, GRI-90/0215, Gas Research Institute, Chicago, IL, August 1990.

10. Emission Factor Documentation for AP-42 Section 3.2, Natural Gas-Fired Reciprocating Engines, EPA Contract No. 68-D2-0160, Alpha-Gamma Technologies, Inc., Raleigh, North Carolina, July 2000.

11. Council of the European Union, 2001. Directive 2001/80/EC of the European Parliament and of the Council of 23 October 2001 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from large combustion plants. Official Journal of the European Communities, L309, P. 1–21.

12. Е.Р.Григорьев, Б.Д. Колубаев. Газобаллонные автомобили /. - М.: Машиностроение, 1989. – 216 с.

#### References:

1. Kollerov L. Gas engines of piston type. - М.: Mechanical engineering, 1968. – 254 p.

2. Trushin V. The gas equipment and armature for gas cylinder automobiles (on the compressed natural gas). - L.: Bowels, 1990. – 151 p.

3. Lucke, K., and W. Hennig (2007). Eco-Driving Workshop. View of European Automobile Manufacturers. Association des Constructeurs Européens d'Automobiles. Presented at IEA/Paris, 22-23 November 2007.

4. Harrington W. S. Houde and E. Safirova (2007). A Simulation of the Effects of Transportation Demand Management Policies on Motor Vehicle Emissions. In Transportation Land Use, Planning, and Air Quality: Proceedings of the 2007 Conference. American Society of Civil Engineers.

5. Federal Motor Carrier Administration (FMCSA) (2001). Motor Carriers of Passengers. 2001 Annual Report. <http://www.fmcsa.dot.gov/forms/reporting/prod.htm>

6. Limiting Net Greenhouse Gas Emissions In The United States, Volume II: Energy Responses, Report for the Office of Environmental Analysis, Office of Policy, Planning and Analysis, Department of Energy (DOE), DOE/PE-0101 Volume II, September 1991.

7. Efros V. Diesel engines with air cooling the Vladimir tractor factory / Efros V.V., Erohin N.G., Kulchitskij R.I., etc. – М.: Mechanical engineering, 1976. – 277 p

8. Automobile engines / Under M. Hovax. - М.: Mechanical engineering, 1977. – 120 p.

9. Castaldini C., NOx Reduction Technologies For Natural Gas Industry Prime Movers, GRI-90/0215, Gas Research Institute, Chicago, IL, August 1990.

10. Emission Factor Documentation for AP-42 Section 3.2, Natural Gas-Fired Reciprocating Engines, EPA Contract No. 68-D2-0160, Alpha-Gamma Technologies, Inc., Raleigh, North Carolina, July 2000.

11. Council of the European Union, 2001. Directive 2001/80/EC of the European Parliament and of the Council of 23 October 2001 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from large combustion plants. Official Journal of the European Communities, L309, P. 1–21.

12. E. Grigorjev, B. Kolubaev. Gas cylinder automobiles / – М.: Mechanical engineering, 1989.– 216 p.

Поступила в редакцию 12.05 2015 г.