

Научная статья  
УДК 621.432

## Предложения по организации рабочего процесса автомобильного газодизеля

Владимир Викторович Синявский<sup>1</sup>, Михаил Георгиевич Шатров<sup>2</sup>

Игорь Владимирович Максимов<sup>3</sup>, Андрей Вадимович Вакуленко<sup>4</sup>

Леонид Николаевич Голубков<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),  
Москва, Россия

<sup>1</sup>sinvlad@mail.ru

<sup>2</sup>mikl-shatrov@yandex.ru

<sup>3</sup>igor\_mak97@mail.ru

<sup>4</sup>msalf-7@mail.ru

<sup>5</sup>dvsgolubkov@yandex.ru

**Аннотация.** Проведено исследование с использованием программного комплекса AVL FIRE для оценки влияния основных параметров запальной порции дизельного топлива на мощность, топливную экономичность, максимальное давление цикла и вредные выбросы автомобильного газодизеля. Исследовано влияние угла опережения впрыскивания и продолжительности впрыскивания, а также доли запальной порции дизельного топлива. Представлена характеристика скорости впрыскивания запальной порции дизельного топлива, рассчитанная с использованием программы моделирования параметров топливной системы. Расчеты по модели AVL FIRE показывают, что уменьшение угла опережения впрыскивания дизельного топлива позволяет снизить выбросы оксидов азота  $\text{NO}_x$  и несгоревшего метана  $\text{CH}_4$ . Увеличение продолжительности впрыскивания позволяет снизить выбросы  $\text{NO}_x$  и  $\text{CH}_4$  при незначительном ухудшении эффективных показателей, а уменьшение запальной порции дизельного топлива приводит к уменьшению выбросов  $\text{NO}_x$ .

**Ключевые слова:** природный газ; газодизель; моделирование цикла газодизеля; запальная порция дизельного топлива; токсичные выбросы газодизеля.

**Для цитирования:** Синявский В.В., Шатров М.Г., Максимов И.В., Вакуленко А.В., Голубков Л.Н. Предложения по организации рабочего процесса автомобильного газодизеля // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №2 (36).

Original article

## Proposals for organizing the working process of an automotive gas diesel engine

Vladimir V. Sinyavsky<sup>1</sup>, Mikhail G. Shatrov<sup>2</sup> Igor V. Maksimov<sup>3</sup>, Andrey V. Vakulenko<sup>4</sup>,  
Leonid N. Golubkov<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup>Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),  
Moscow, Russia

<sup>1</sup>sinvlad@mail.ru

<sup>2</sup>mikl-shatrov@yandex.ru

<sup>3</sup>igor\_mak97@mail.ru

<sup>4</sup>msalf-7@mail.ru

<sup>5</sup>dvsgolubkov@yandex.ru

**Abstract.** A study was carried out using the AVL FIRE software package to assess the effect of the main parameters of the ignition portion of diesel fuel on power, fuel efficiency, maximum cycle pressure and harmful emissions of an automotive gas diesel engine. The influence of the injection advance angle and injection duration, as well as the proportion of the pilot portion of diesel fuel, has been studied. The characteristic of the injection rate of the pilot portion of diesel fuel calculated using the program for modeling the parameters of the fuel system, is presented. Calculations based on the AVL FIRE model show that a decrease in the diesel fuel injection advance angle makes it possible to reduce emissions of nitrogen oxides  $\text{NO}_x$  and unburned methane  $\text{CH}_4$ . An increase in the duration of injection makes it possible to reduce  $\text{NO}_x$  and  $\text{CH}_4$  emissions with a slight deterioration in performance parameters, and a decrease in the ignition portion of diesel fuel leads to a decrease in  $\text{NO}_x$  emissions.

**Keywords:** gas diesel engine; simulation in AVL FIRE of gas diesel cycle; ignition portion of diesel fuel; toxic emissions of gas diesel engine.

**For citation:** Sinyavsky V.V., Shatrov M.G., Maksimov I.V., Vakulenko A.V., Golubkov L.N. Proposals for organizing the working process of an automotive gas diesel engine. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. №2 (36).

### Введение

Перевод автомобильного дизеля на питание природным газом актуален, поскольку газ в два с лишним раза дешевле дизельного топлива. Использование природного газа позволяет значительно сократить выбросы оксида углерода ( $\text{CO}$ ), оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), сажи и диоксида углерода ( $\text{CO}_2$ ), однако выбросы несгоревших углеводородов ( $\text{CH}$ ) могут увеличиваться в связи с неполным сгоранием метана и выбросом газового топлива в

атмосферу вместе с продувочным воздухом. Дизели работают на природном газе по газовому циклу со стехиометрической или обедненной газовой воздушной смесью либо по газодизельному циклу. Газовый двигатель, работающий на стехиометрической смеси, отличается высокой детонационной стойкостью, хорошим воспламенением и быстрым сгоранием газовой воздушной смеси и может использовать трехкомпонентный каталитический нейтрализатор для одновременного снижения выбросов CO, CH и NO<sub>x</sub>. Однако степень форсирования наддувом такого двигателя ограничена из-за высокой температуры отработавших газов, что может привести к разрушению турбины. Кроме того, он имеет низкую топливную экономичность и высокие выбросы NO<sub>x</sub> при отсутствии трехкомпонентного нейтрализатора. Газовый двигатель, работающий на бедной смеси, имеет лучшую топливную экономичность, низкий уровень выбросов NO<sub>x</sub> без нейтрализатора, низкую температуру отработавших газов, что позволяет его форсировать. С другой стороны, этот двигатель более чувствителен к детонации, его обедненная газовой воздушная смесь хуже воспламеняется, а процесс сгорания не так совершенен по сравнению со стехиометрическим двигателем [1].

Газодизели не обеспечивают полного замещения дизельного топлива газом. При использовании современных топливных систем Common Rail запальная порция дизельного топлива составляет порядка 5...10% на номинальном режиме и 30–40% на малой нагрузке. Поскольку у дизеля с уменьшением нагрузки коэффициент избытка воздуха увеличивается и достигает 6,0...7,0 на холостом ходу, при работе в газодизельном режиме это приводит к неполному сгоранию газовой воздушной смеси, что снижает топливную экономичность и значительно увеличивает выбросы CH [2].

Для снижения коэффициента избытка воздуха на малых нагрузках может устанавливаться дроссельная заслонка, но это приводит к увеличению потерь на газообмен, а также возможно увеличение расхода масла, поскольку кольцевое уплотнение в цилиндрах дизеля не проектировалось для большого

перепада давления. Выходом может быть отключение части цилиндров на малой нагрузке, что позволяет уменьшить прикрытие дроссельной заслонки с соответствующим выигрышем в топливной экономичности [3].

Так как газодизель должен хорошо работать в дизельном режиме, не допускаются изменения конструкции базового дизеля, влияющие на его работу в дизельном режиме. Поэтому для улучшения рабочего процесса газодизеля могут применяться ограниченные меры, из которых наиболее эффективной является совершенствование параметров впрыска запальной порции дизельного топлива, а также выбор оптимального коэффициента избытка воздуха, применение количественно-качественного регулирования нагрузки [4].

Экспериментальные исследования автомобильного газодизеля показали, что по сравнению с базовым дизелем выбросы  $\text{NO}_x$  уменьшились на 20...30% при полной нагрузке и значительно больше при малой нагрузке, выбросы  $\text{CO}_2$  сократились на 12...15%, эффективный КПД близок к величине базового дизеля [5]. Но при этом увеличились выбросы  $\text{CH}$ , особенно при малых нагрузках. Это происходит потому, что в отличие от дизельного топлива газ заполняет зазоры между поршнем и головкой блока цилиндров, между поршнем и гильзой, а также  $\text{CH}$  образуются в результате гашения пламени на стенках камеры сгорания и внутри объема цилиндра [6], а также газ выходит из цилиндра во время периода перекрытия клапанов.

Авторы [7] показали, что газодизель работает с наибольшей эффективностью при коэффициенте избытка воздуха 1,35–1,5. При этом газовое топливо воспламеняется и сгорает наиболее эффективно, а выбросы  $\text{CH}$  минимальны. Также установлено, что с увеличением массы запальной порции дизельного топлива с 5 до 25 мг продолжительность горения сокращалась на 8 градусов угла поворота коленчатого вала ( $^\circ\text{ПКВ}$ ), а время задержки самовоспламенения уменьшалось на 18 %.

В [8] показано, что при конвертации дизеля на питание газом снижается наполнение воздухом за счет замещения части воздуха газовым топливом, и это замещение увеличивается при уменьшении коэффициента избытка воздуха.

По результатам проведенных анализов была сформулирована задача настоящей работы: определить влияние угла опережения и продолжительности впрыскивания, а также величины запальной дозы дизельного топлива на показатели работы газодизеля.

### Методика проведения исследований

Расчеты проводились для дизеля 6ЧН10,7/12,4 Cummins 6.7 isbe мощностью 220 кВт при частоте вращения 2300 мин<sup>-1</sup> со степенью сжатия 17,0, конвертированного для работы на природном газе.

Моделирование для определения влияния запальной порции дизельного топлива на показатели газодизеля выполнялось в программном комплексе AVL FIRE. При исследовании влияния продолжительности впрыскивания на запальную дозу дизельного топлива снижалось давление впрыскивания, чтобы цикловая подача топлива не менялась.

### Результаты исследований

Графики на рисунках 1-3 получены для частоты вращения  $n = 1600$  мин<sup>-1</sup> и давления наддува  $p_c = 0,243$  МПа. Используются обозначения:  $\varphi_{o,вп}$  – угол опережения впрыскивания топлива,  $\varphi_{впр}$  – длительность впрыскивания топлива,  $q$  – запальная порция дизельного топлива.

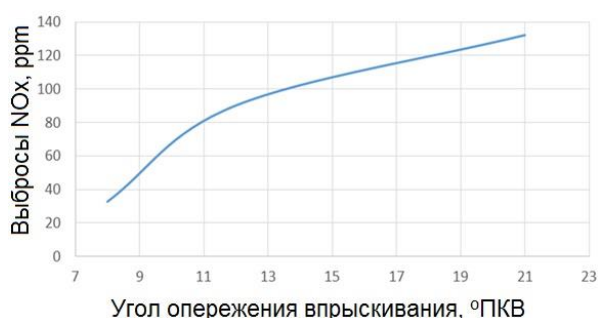
### *Влияние угла опережения впрыскивания запальной порции дизельного топлива*

На рисунке 1 представлены зависимости скорости тепловыделения, среднего эффективного давления, выбросов оксидов азота NO<sub>x</sub> и несгоревшего метана CH<sub>4</sub> от угла опережения впрыскивания запальной порции дизельного топлива.

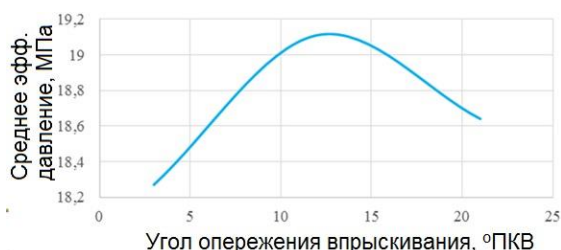
Как видно из рисунка 1, оптимальный по мощности угол опережения впрыскивания топлива  $\phi_{o.вп}$  составляет  $12^\circ$  ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ). При этом получены минимальные значения задержки воспламенения и длительности тепловыделения. При увеличении  $\phi_{o.вп}$  от  $3^\circ$  до  $12^\circ$  ПКВ выбросы  $CH_4$  изменяются незначительно. Они увеличиваются на 13%, достигают максимального значения, а затем незначительно снижаются. Выбросы  $NO_x$  увеличиваются на 160% в диапазоне изменения  $\phi_{o.вп}$  от  $3^\circ$  до  $21^\circ$  ПКВ, что связано с повышением максимальной температуры цикла.



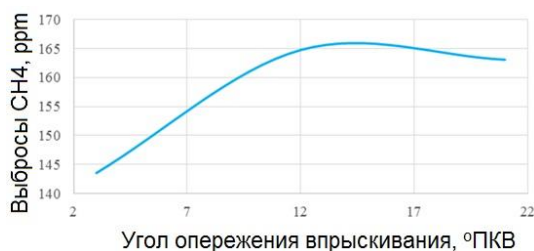
**а**



**в**



**б**



**г**

Рис. 1. Зависимость скорости тепловыделения (а), среднего эффективного давления (б), выбросов  $NO_x$  (в) и выбросов  $CH_4$  (г) от угла опережения впрыскивания запальной порции дизельного топлива при  $q=15\%$  и  $\phi_{впр}=10^\circ$  ПКВ

## Влияние продолжительности впрыскивания запальной порции дизельного топлива

На рисунке 2 представлены зависимости скорости тепловыделения, среднего эффективного давления, выбросов оксидов азота  $NO_x$  и

несгоревшего метана  $\text{CH}_4$  от продолжительности впрыскивания запальной порции дизельного топлива.

Как видно из рис. 2, увеличение продолжительности впрыскивания приводит к увеличению продолжительности тепловыделения. Для продолжительности впрыскивания 6, 10 и 14°ПКВ длительность тепловыделения составляет соответственно 32, 34 и 37°ПКВ, что приводит к снижению среднего эффективного давления на 3%.

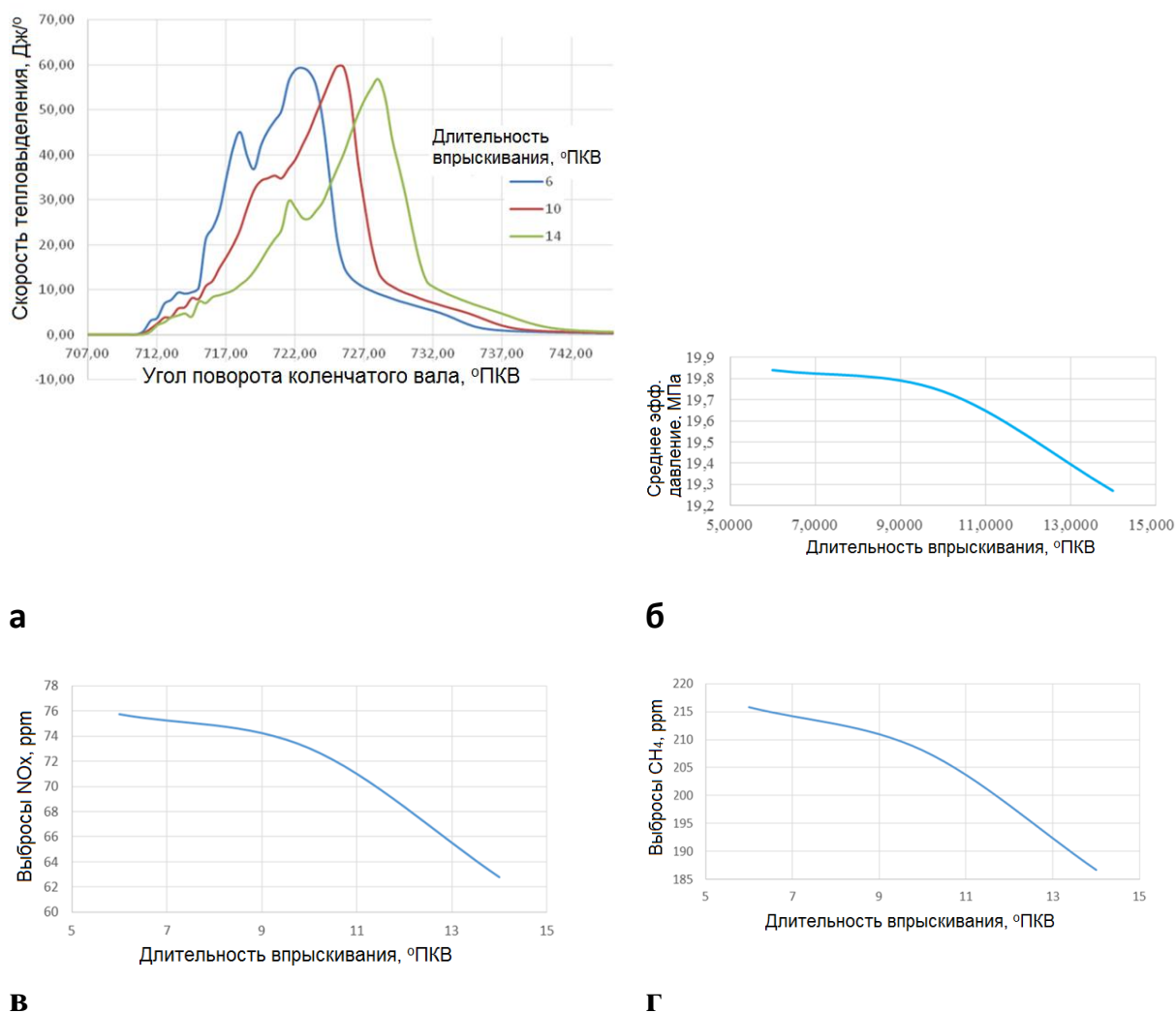


Рис. 2. Зависимости скорости тепловыделения (а), среднего эффективного давления (б), выбросов  $\text{NO}_x$  (в) и выбросов  $\text{CH}_4$  (г) от продолжительности впрыскивания запальной порции дизельного топлива при  $q = 15\%$  и  $\varphi_{o.вн} = 12^\circ\text{ПКВ}$

Поскольку цикловая подача запальной порции дизельного топлива постоянна, то при увеличении продолжительности впрыскивания снижалось давление впрыскивания. Это объясняет снижение выбросов  $\text{NO}_x$ , так как передний фронт кривой тепловыделения становится более плавным и

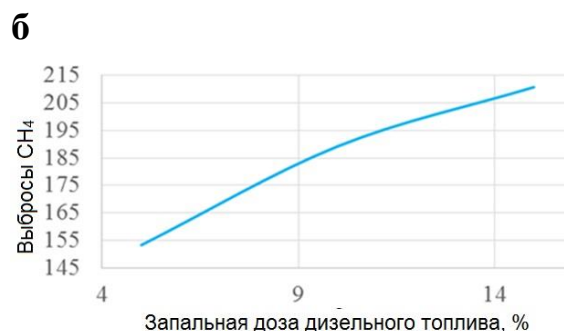
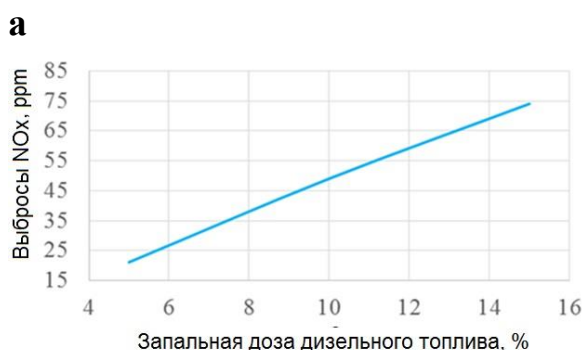
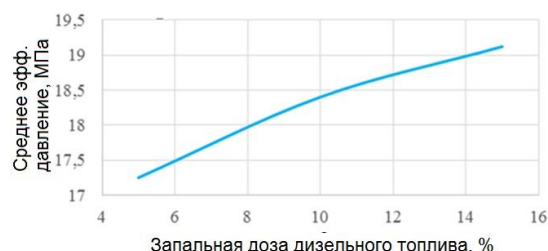


максимальная скорость тепловыделения уменьшается. Увеличение продолжительности впрыскивания приводит к снижению выбросов  $\text{CH}_4$ , так как увеличивается продолжительность сгорания газовойоздушной смеси по диффузионному механизму при ее воспламенении каплями дизельного топлива, что приводит к более полному сгоранию.

## Влияние запальной порции дизельного топлива

На рисунке 3 представлена характеристика тепловыделения, а также зависимости среднего эффективного давления ВМЕР, выбросов оксидов азота  $\text{NO}_x$  и несгоревшего метана  $\text{CH}_4$  от запальной порции дизельного топлива при трех значениях запальной порции дизельного топлива:  $q=5, 10$  и  $15\%$ .

Как видно из рис. 3, с увеличением запальной дозы дизельного топлива увеличивается и продолжительность тепловыделения. Для  $q=5, 10, 15\%$  продолжительность тепловыделения составляет, соответственно, 34, 31 и 29°ПКВ. Это приводит к снижению значения среднего эффективного давления на 3% при увеличении  $q$ .



**Рис. 3.** Зависимости скорости тепловыделения (а), среднего эффективного давления (б), выбросов  $\text{NO}_x$  (в) и выбросов  $\text{CH}_4$  (г) от запальной порции дизельного топлива при  $n=1620 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\phi_{0.вн}=12^\circ\text{ПКВ}$ ,  $\phi_{впр} = 12^\circ\text{ПКВ}$ ,  $p_c = 0,243 \text{ МПа}$



При снижении запальной доли дизельного топлива с 15 до 5% выбросы  $\text{NO}_x$  снижаются на 71%, а выбросы  $\text{CH}_4$  – на 27 %.

### Выводы

1. Оптимальный по топливной экономичности угол опережения впрыскивания топлива  $\varphi_{o.вп}$  составляет  $12^\circ \text{ПКВ}$  до ВМТ и для него получены минимальные значения задержки воспламенения и продолжительности тепловыделения. При увеличении  $\varphi_{o.вп}$  от  $3$  до  $12^\circ$  выбросы  $\text{CH}_4$  изменяются незначительно. Они увеличиваются на 13 %, достигают максимума и затем несколько уменьшаются; выбросы  $\text{NO}_x$  увеличиваются на 160% в диапазоне  $\varphi_{o.вп}$  от  $3$  до  $21^\circ \text{ПКВ}$ .
2. При увеличении продолжительности впрыскивания топлива с  $6$  до  $14^\circ \text{ПКВ}$  выбросы  $\text{NO}_x$  уменьшаются на 17%,  $\text{CH}_4$  на 13% и среднее эффективное давление – на 3 %.
3. При уменьшении запальной дозы дизельного топлива с 15 до 5 % выбросы  $\text{NO}_x$  снижаются на 71 %, а выбросы  $\text{CH}_4$  – на 27 %.

### Список источников

1. Лукшо, В.А. Комплексный метод повышения энергоэффективности газовых двигателей с высокой степенью сжатия и укороченными тактами впуска и выпуска: специальность 05.04.02: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук/ Лукшо В. А.; Центр. науч.-исслед. автомобил. и автотрансп. ин-т "НАМИ". – Москва, 2015. – 369 с.
2. Хачиян, А.С. Результаты разработки газовых двигателей в МАДИ (ГТУ) / А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, В.Ф. Воддейко, И.Г. Шишлов // Автозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 37-41.
3. Методика расчёта характеристик бензинового двигателя и дизеля с отключаемыми цилиндрами / А.А. Савастенко, И.В. Алексеев, И.Е. Иванов [и др.] // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2018. – № 2(53). – С. 30-37.

4. Sahoo, B. B., Sahoo, N., Saha, U. K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel engines — A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 13(6-7), – 2009, – pp. 1151–1184.
5. Method of conversion of high- and middle-speed diesel engines into gas diesel engines / M.G. Shatrov, V.V. Sinyavski, A.Yu. Dunin [et al.] // *Facta Universitatis. Series: Mechanical Engineering*. – 2017. – Vol. 15, No. 3. – P. 383-395. – DOI 10.22190/FUME171004023S.
6. Königsson, F., Kuyper, J., Stalhammar, P., Angstrom, H. E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine, *SAE International Journal of Engines*. – 6(2), – 2013, – pp. 751-765.
7. Козлов, А.В. Исследование влияния параметров топливоподачи на рабочий процесс газодизельного двигателя / А.В. Козлов, Г.С. Корнилов, В.Н. Гринев // *Труды НАМИ*. – 2020. – № 3(282). – С. 35-45. – DOI 10.51187/0135-3152-2020-3-35-45.
8. Матюхин, Л.М. Анализ процессов газообмена и состава рабочей смеси газового двигателя с внешним смесеобразованием / Л.М. Матюхин // *Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета)*. – 2007. – № 4(11). – С. 5-7.

### References

1. Luksho V.A. *Kompleksnyy metod povysheniya energoeffektivnosti gazovykh dvigateley s vysokoy stepen'yu szhatiya i ukorochennymi taktami vpuska i vypuska* (A complex method of increasing energy efficiency of gas engines with high compression ratio and shortened intake and exhaust strokes), doctoral thesis, Moscow, NAMI, 2015, 365 p.
2. Khachiyan A.S., Kuznetsov V.E., Vodeiko V.F., Shishlov I.G. *Avtozapravochnyy kompleks + al'ternativnoye toplivo*, 2005, – no. 3, pp. 37-41.
3. Savastenko A.A., Alekseev I.V., Ivanov I.E., Yakovenko A.L., Savastenko E.A. // *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*, 2018, no. 2 (53), pp. 30-37.
4. Sahoo, B. B., Sahoo, N., Saha, U. K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel engines — A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2009. – 13(6-7). – pp. 1151–1184.
5. Method of conversion of high- and middle-speed diesel engines into gas diesel engines / M.G. Shatrov, V.V. Sinyavski, A.Yu. Dunin [et al.] // *Facta Universitatis. Series: Mechanical Engineering*. – 2017. – Vol. 15, No. 3. – P. 383-395. – DOI 10.22190/FUME171004023S
6. Königsson, F., Kuyper, J., Stalhammar, P., Angstrom, H. E. The influence of crevices on hydrocarbon emissions from a diesel-methane dual fuel engine, *SAE International Journal of Engines*. – 6(2), – 2013, pp. 751-765.

7. Kozlov A.V., Kornilov G.S., Grinev V.N. // Trudy NAMI, 2020, no. 3(282), pp. 35-45.

8. Matyukhin L.M. Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta), 2007, no. 4(11), pp.5-7.

Рецензент: А.Ю. Дунин, д-р техн. наук, доц., МАДИ

### *Информация об авторах*

**Синявский Владимир Викторович**, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

**Шатров Михаил Георгиевич**, д-р. техн. наук, проф., МАДИ.

**Максимов Игорь Владимирович**, аспирант, МАДИ.

**Вакуленко Андрей Вадимович**, инженер, МАДИ.

**Голубков Леонид Николаевич**, д-р. техн. наук, проф., МАДИ.

### *Information about the authors*

**Sinyavsky Vladimir V.**, Ph. D., associate professor, MADI.

**Shatrov Mikhail G.**, Dr. Sc., professor, MADI.

**Maksimov Igor V.**, postgraduate, MADI.

**Vakulenko Andrey V.**, engineer, MADI.

**Golubkov Leonid N.**, Dr. Sc., professor, MADI.

*Статья опубликована по итогам международной научно-технической конференции «10-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса».*

*Статья поступила в редакцию 12.05.2023; одобрена после рецензирования 17.05.2023; принята к публикации 18.05.2023.*

*The article was submitted 12.05.2023; approved after reviewing 17.05.2023; accepted for publication 18.05.2023.*