

Научная статья
УДК 621.433.2

Влияние уменьшения размеров форсунки на показатели газодизеля

Игорь Владимирович Максимов¹, Владимир Викторович Синявский²

^{1,2}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹igor_mak97@mail.ru

²sinvlad@mail.ru

Аннотация. Возможность уменьшения запальной порции дизельного топлива современного газодизеля ограничена перегревом форсунки в связи с ухудшением ее охлаждения топливом. При уменьшении размеров форсунки ее охлаждение улучшается. Проанализирована возможность применения на газодизеле грузового автомобиля форсунки от дизеля легкового автомобиля с целью снижения запальной порции от 15 до 6%. Так как работа с уменьшенной форсункой с полной нагрузкой в дизельном режиме, невозможна, в среде AVL FIRE проводились расчеты газодизеля с камерами сгорания как дизеля, так и газового двигателя для штатной и малой форсунок, двух величин запальной порции дизельного топлива, а также полной и частичной нагрузок. При уменьшении запальной порции дизельного топлива практически в три раза замена дизельной камеры сгорания на газовую омегаобразную и уменьшение форсунки привело к повышению индикаторного КПД на 2% на полной и 4% – на 25% нагрузки. Выбросы оксидов азота увеличилась до 3,5 раз, но не превысили 93 ppm. Выбросы несгоревших углеводородов изменились незначительно.

Ключевые слова: газодизель, запальная порция дизельного топлива, микровпрыск дизельного топлива, камера сгорания газового двигателя, моделирование в AVL FIRE.

Для цитирования: Максимов И.В., Синявский В.В. Влияние уменьшения размеров форсунки на показатели газодизеля // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2024. № 3 (41).

Original article

The effect of reducing injector size on dual-fuel engine performance

Igor V. Maximov¹, Vladimir V. Sinyavskiy²

^{1,2}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
Moscow, Russia

¹igor_mak97@mail.ru

²sinvlad@mail.ru

Abstract. The possibility of reducing the pilot portion of diesel fuel in a modern dual-fuel engine is limited by overheating of the injector due to its poor cooling by the fuel. Reducing the size of the nozzle improves its cooling. The possibility of using a smaller injector from a passenger car on a truck dual-fuel engine was analyzed in order to reduce the pilot portion of diesel fuel from 15% to 6%. Since engine operation at full load in diesel mode with smaller injector is impossible, we fulfilled modeling in the AVL FIRE software of a dual-fuel engine operation with both diesel and gas type combustion chambers, large and small injectors, two pilot portions of diesel fuel, at full and partial loads. When the pilot portion of diesel fuel was reduced by almost three times, replacing the diesel combustion chamber with an omega-shaped one and using the smaller injector led to an increase in effective efficiency by 2% at full load and 4% at 25% load. Emissions of nitrogen oxides increased up to 3.5 times, but did not exceed 93 ppm. Emissions of unburned hydrocarbons changed insignificantly.

Keywords: dual-fuel engine, pilot portion of diesel fuel, micro-injection of diesel fuel, gas engine combustion chamber, modeling in AVL FIRE.

For citation: Maximov I.V., Sinyavskiy V.V. The effect of reducing injector size on dual-fuel engine performance. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2024. No. 3 (41).

Введение

Природный газ все чаще применяется в качестве топлива двигателей внутреннего сгорания. Это позволяет снизить расходы на эксплуатацию по сравнению с дизельным топливом, а также уменьшить выбросы оксида углерода, оксидов азота, частиц и углекислого газа.

Существует два способа конвертации дизелей для работы на природном газе. Первый – создание на базе дизеля однотопливного газового двигателя с искровым зажиганием, второй – установка дополнительной системы питания газом и использование для его воспламенения запальной порции дизельного топлива. В последнем случае сохранится возможность работы в дизельном режиме при отсутствии газа.

Поскольку стоимость дизельного топлива в России более чем в два раза превышает стоимость природного газа, важное значение имеет уменьшение запальной порции дизельного топлива. У газодизелей с традиционной разделенной системой топливоподачи запальная порция составляет 20...30%

на номинальном режиме, увеличивается при снижении нагрузки и достигает 100% на холостом ходу. При использовании системы топливоподачи Common Rail запальная порция может быть уменьшена до 5% на номинальном режиме и 33% на холостом ходу [1]. Однако в реальных условиях эксплуатации ее увеличивают до 10...15%, чтобы исключить перегрев форсунки из-за ее плохого охлаждения малыми порциями дизельного топлива.

Если заменить штатную форсунку дизеля на меньшую (организовать микровпрыск топлива), ее охлаждение дизельным топливом существенно улучшится. Появится возможность использовать меньшие запальные порции дизельного топлива при обеспечении высокой надежности форсунки [2]. В случае уменьшения размеров форсунки газодизеля исключается его работа в полноценном дизельном режиме, но сохраняется возможность работы в «аварийном» режиме при уменьшенной цикловой подаче дизельного топлива, что позволит автомобилю доехать с пониженной скоростью до газозаправочной станции.

Поскольку уменьшение размеров форсунки приводит к уменьшению диаметра отверстий распылителя, повышается продолжительность впрыскивания, что увеличивает длительность периода поджигания газа дизельным топливом. Уменьшение диаметров отверстий увеличивает мелкость распыливания дизельного топлива, что согласно [3] повышает его поджигающую способность.

Отказ от работы двигателя в дизельном режиме с полной нагрузкой позволит заменить дизельную камеру сгорания на камеру, обеспечивающую наилучшее сгорание природного газа. В этом случае можно ожидать дополнительного улучшения показателей работы газодизеля.

В работе [4] анализируется эффективность применения камер сгорания различной формы для газового двигателя. Камеры конусной формы

(рис. 1, а) имеют небольшую плоскую часть днища поршня. Когда поршень приближается к верхней мертвой точке (ВМТ), заряд вытесняется из надпоршневого объема и с относительно небольшой скоростью втекает в камеру, обеспечивая невысокую турбулизацию заряда, что приводит к низким потерям теплоты в стенки. В случае стехиометрической газовой смеси получается высокая мощность и экономичность, поскольку такие смеси горят быстро и им не требуется высокая турбулизация.

Камеры омегаобразной формы имеют большую плоскую часть днища поршня (рис. 1, б). Здесь заряд с большой скоростью втекает в камеру, что повышает его турбулизацию. Поскольку бедные смеси горят медленно, высокая турбулизация улучшает процесс сгорания, повышая мощность и экономичность двигателя.

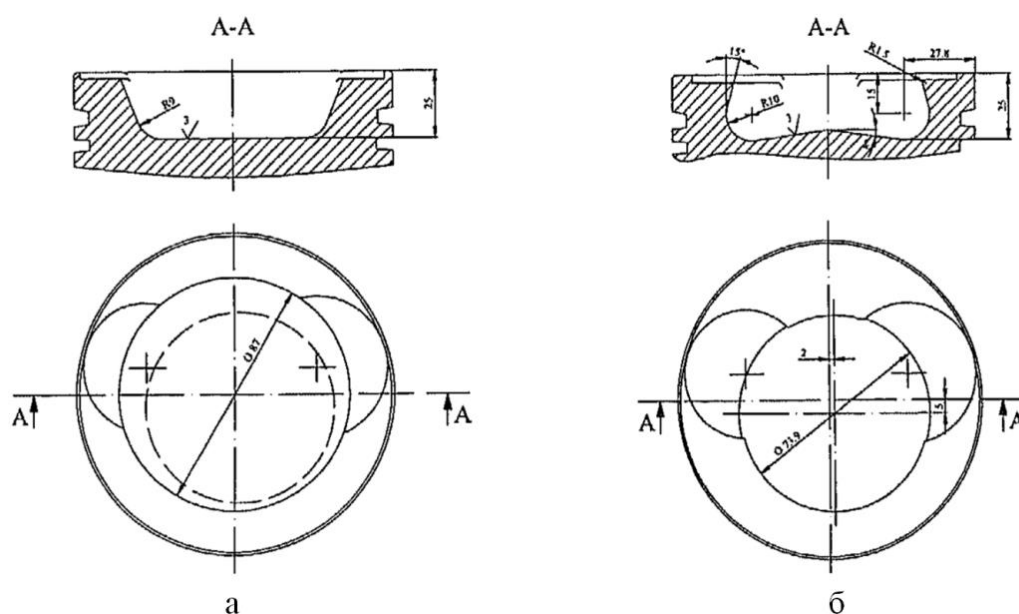


Рис. 1. Два основных типа камер сгорания газовых двигателей:

а – коническая; б – омегаобразная

В рамках данной работы была поставлена цель определения целесообразности применения на газодизеле малой форсунки для снижения запальной порции дизельного топлива. Для этого необходимо решить задачи построения в программном комплексе AVL FIRE расчетных моделей

газодизеля со штатной и уменьшенной форсунками для одной дизельной и двух газовых камер сгорания, определить показатели топливной экономичности и токсичности двигателя при полной и частичной нагрузках и выбрать наилучший тип камеры сгорания

Методика проведения расчетов

Объектом исследования был дизель Cummins isbe 6.7 (6ЧН10,7/12,4), конвертированный в газодизель. Его параметры приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры исследуемого двигателя

Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра	107 мм
Ход поршня	124 мм
Рабочий объем	6,67 л
Номинальная мощность	220 кВт
Степень сжатия	17,3
Частота вращения на номинальном режиме	2300 мин ⁻¹
Частота вращения режима максимального крутящего момента	1600 мин ⁻¹

Для моделирования работы двигателя был использован программный комплекс AVL FIRE и его модуль ESE Diesel, который в случае симметричного расположения топливных струй в камере сгорания позволяет рассчитывать один ее сегмент, соответствующий одной струе, и затем масштабировать результаты на всю камеру.

В природном газе, поставляемом в московский регион, содержится до 98 % метана, поэтому было принято, что газовое топливо представляет собой чистый метан.

В качестве модели турбулентности выбрана модель k-zeta-f, разработанная на основе k-ε модели, состоящей из двух уравнений, в то время как k-zeta-f модель состоит из четырех уравнений, что обеспечивает большую стабильность и точность [5]. Для расчета сгорания использовалась модель сгорания ECFM (Extended Coherent flame model) [6]. Для расчета самовоспламенения в газодизеле использовалась модель The Diesel ignited Gas Engine module. Для расчета образования оксидов азота использовалась модель The Extended Zeldovich model, состоящая из трех реакций и семи реагирующих веществ [7]. Для расчета образования сажи использовалась модель The Kinetic soot mechanism.

На рисунке 2 приведены формы и расчетная сетка камер сгорания дизеля типа Гессельман, а также конической и омегаобразной камер. В расчетах использовались форсунка CRI-2.2 базового дизеля, имеющая 8 отверстий диаметром 0,16 мм, и малая форсунка от дизеля легкового автомобиля CRI-2.6, имеющая 8 отверстий диаметром 0,09 мм.

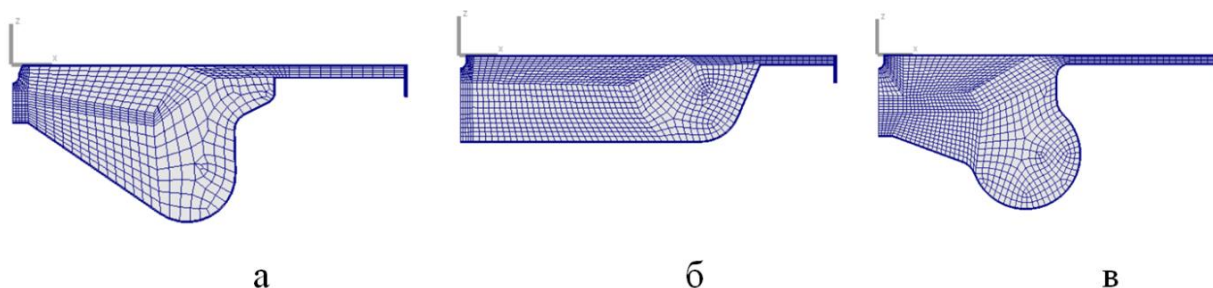


Рис. 2. Формы и расчетная сетка камер сгорания:
а – Гессельман; б – коническая; в – омегаобразная

При проведении расчетов граничные условия для головки цилиндра, поверхности поршня и зеркала цилиндра были заданы, как стены. Геометрия камеры сгорания симметрична относительно оси, поэтому было задано граничное условие *sym* для режущих плоскостей камеры сгорания. Граничные условия приведены в таблице 2.

Таблица 2

Граничные условия расчета

Граничное условие	Параметры граничного условия
Головка блока цилиндра	Wall/ $T=300\text{ }^{\circ}\text{C}$
Поршень	Mesh movement/ $T=300\text{ }^{\circ}\text{C}$
Зеркало цилиндра	Wall/ $T=200\text{ }^{\circ}\text{C}$
Граница симметрии камеры сгорания	Periodic/Inlet/Outlet
Угол закрытия впускных клапанов, град	36 ° после НМТ
Угол открытия выпускных клапанов, град	60 ° до НМТ
Давление воздуха на впуске	2,3 бар
Температура воздуха на впуске	$320\text{ }^{\circ}\text{C}$

В таблице 3 приведены режимные факторы: нагрузка, давление p_k и температура T_k наддувочного воздуха, а также цикловая подача метана $G_{\text{газ}}$ и дизельного топлива $G_{\text{д.т.}}$.

Таблица 3

Режимные факторы

Нагрузка	p_k , МПа	T_k , К	$G_{\text{газ}}$, мг/цикл	$G_{\text{д.т.}}$, мг/цикл
100%	0,246	317	71	15
25%	0,137	301	21	8,3

Расчеты проводились при номинальной частоте вращения. Для каждого режима подбирался оптимальный по топливной экономичности угол опережения впрыскивания топлива, а при уменьшении запальной порции дизельного топлива увеличивалась цикловая подача метана, чтобы подводимая в цикле теплота не изменялась.

Результаты расчетов

На рисунке 3 представлены скорости тепловыделения для дизельной (Гессельман), конической и омегаобразной камер сгорания при использовании штатной и малой форсунок на номинальном режиме работы газодизеля при запальной порции дизельного топлива, соответственно, 15% и 6%.

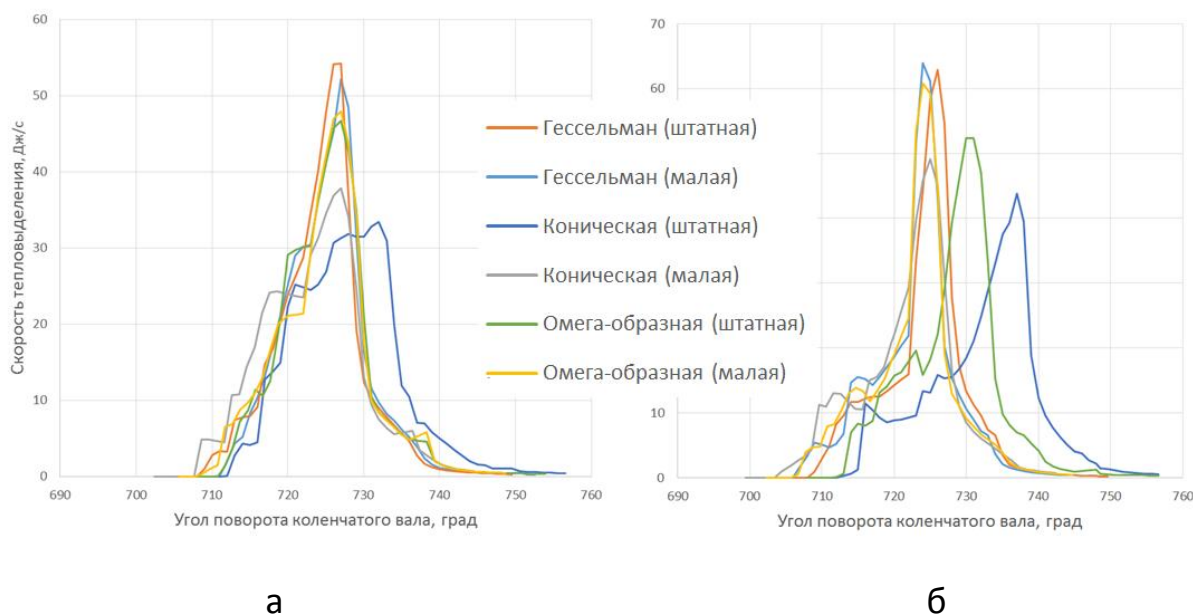


Рис. 3. Скорость тепловыделения для трех камер сгорания с штатной и малой форсунками при запальной порции дизельного топлива: а – 15%; б – 6%

Как видно из рисунка 3, при запальной порции 6% на полной нагрузке наименее интенсивное тепловыделение наблюдается для конической, а наиболее интенсивное – для штатной камеры сгорания. Менее интенсивное тепловыделение в конической камере можно объяснить ее меньшей турбулентной кинетической энергией. При установке малой форсунки получено повышение интенсивности тепловыделения за счет более мелкого распыливания топлива. Снижение запальной порции дизельного топлива уменьшает интенсивность тепловыделения и увеличивает период задержки воспламенения.

На рисунке 4 представлены величины индикаторного КПД для трех камер сгорания, штатной и малой форсунок, двух запальной порций дизельного топлива и нагрузке 100%.

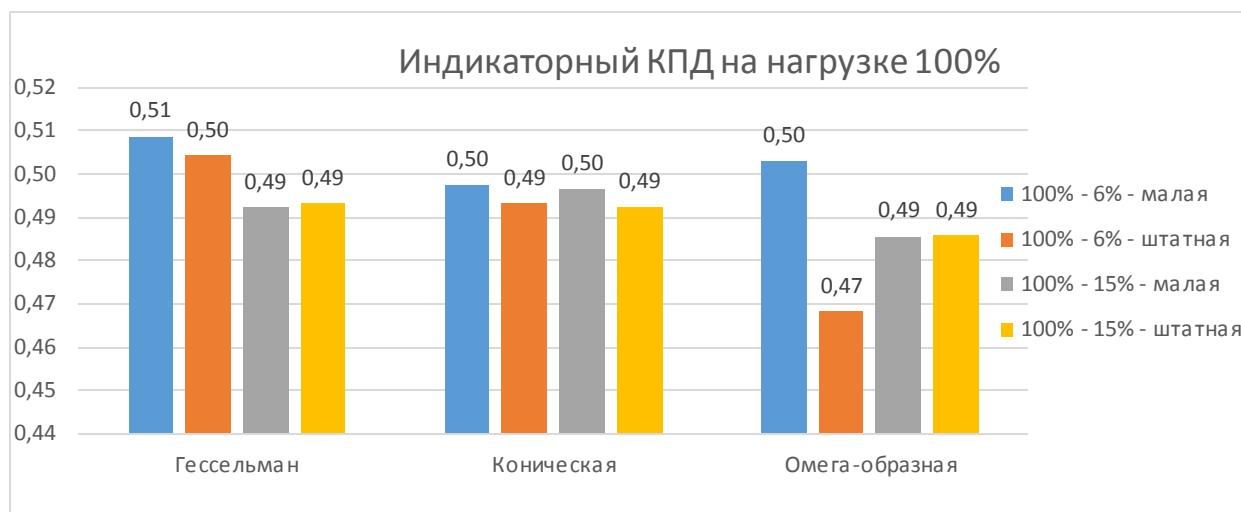


Рис. 4. Влияние на индикаторный КПД формы камеры сгорания, размера форсунки и запальной порции дизельного топлива при 100% нагрузке

На рисунке 5 представлены величины индикаторного КПД для трех камер сгорания при использовании штатной и малой форсунок, запальной порциях дизельного топлива 25% при нагрузке 25%.

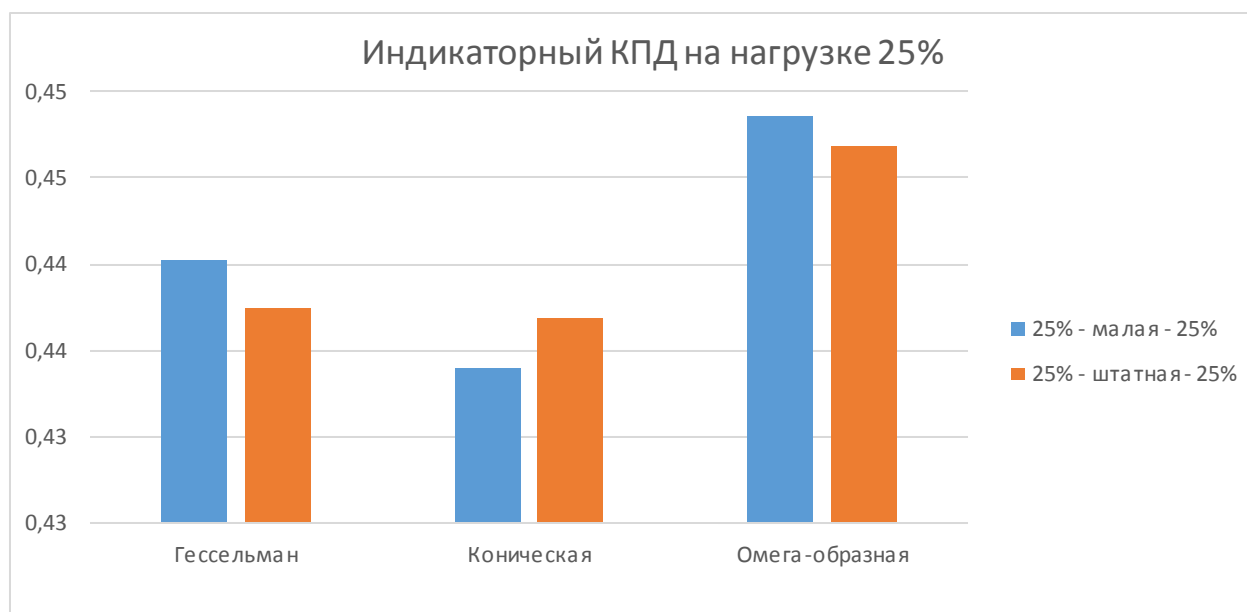


Рис. 5. Влияние на индикаторный КПД формы камеры сгорания, размера форсунки и запальной порции дизельного топлива при 25% нагрузке

Как видно из рисунка 4, при 100% нагрузки в целом наибольший индикаторный КПД наблюдается для камеры сгорания Гессельман, а наименьший – для омегаобразной. Возможно это связано с тем, что в омегаобразной камере получается избыточная турбулизация заряда, и повышенные потери теплоты в стенки перевешивают выгоды от ускорения процесса сгорания. При запальной порции дизельного топлива 15% не получено очевидного преимущества одной из форсунок. Зато при запальной порции 6% в случае малой форсунки для всех камер индикаторный КПД получается в среднем на 2% выше. Это можно объяснить повышенной длительностью впрыскивания топлива и его более тонким распыливанием из отверстий меньшего диаметра, что повышает поджигающую способность. Переход от камеры сгорания Гессельман и штатной форсунки к омегаобразной камере и малой форсунке при запальной порции 6% приводит к выигрышу индикаторного КПД 2%.

При нагрузке 25% (рис. 5) переход от камеры сгорания Гессельман и штатной форсунки к омегаобразной камере и малой форсунке при запальной порции 25% приводит к выигрышу индикаторного КПД в 4%. Это можно объяснить значительным ухудшением сгорания газозвдушной смеси при высоком коэффициенте избытка воздуха на малой нагрузке. Тогда повышение поджигающей способности дизельного топлива, выходящего из малой форсунки, оказывается наиболее эффективным.

На рисунках 6 и 7 представлены выбросы оксидов азота NO_x для трех камер сгорания, двух форсунок, при полной и 25% нагрузке. При полной нагрузке рассматривались запальные порции дизельного топлива 15% и 6%, а при 25% нагрузки – только одна увеличенная запальная порция 25%.

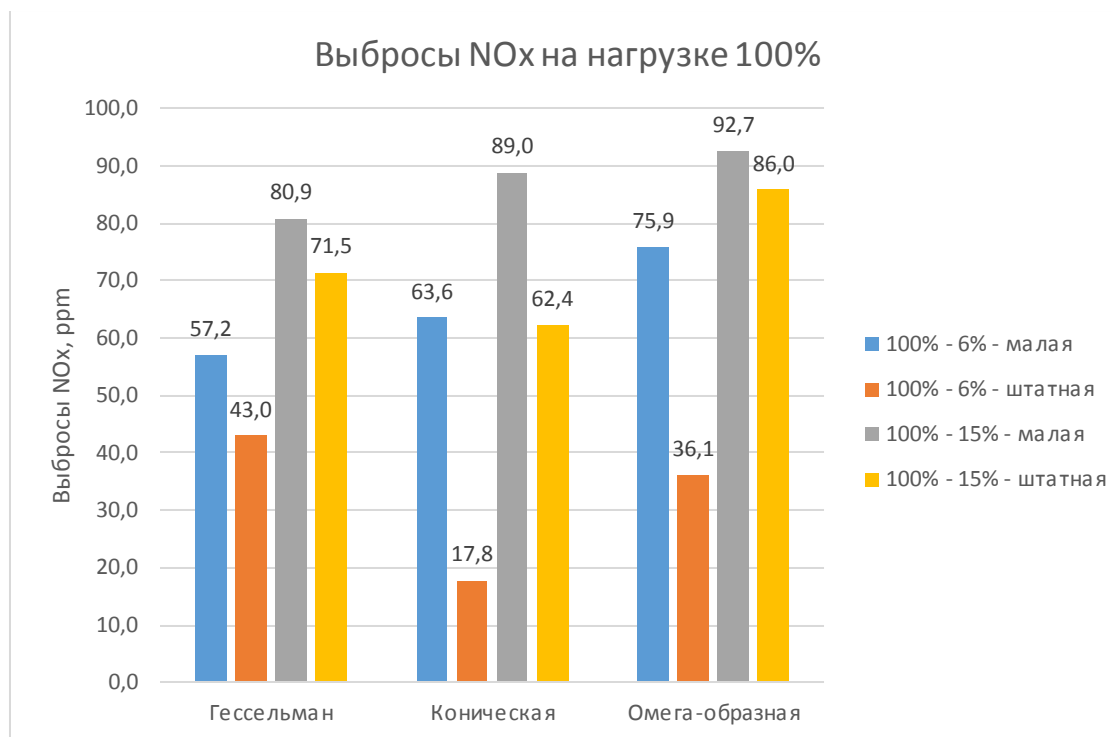


Рис. 6. Влияние на выбросы NO_x формы камеры сгорания, размера форсунки и запальной порции дизельного топлива при 100% нагрузки

Как видно из рисунка 6, при 100% нагрузки наибольшие выбросы NO_x получились для омегаобразной, а минимальные – для конической камеры сгорания. Это вызвано значительным повышением турбулизации заряда в омегаобразной камере, что приводит к более быстрому сгоранию основной части газовой смеси и, соответственно, более высокой максимальной температуре сгорания. Также выбросы NO_x возрастают при уменьшении размеров форсунки, что можно объяснить интенсификацией сгорания за счет увеличения поджигающей способности топлива. Максимальная величина NO_x не превышает 93 ppm.

На рисунке 7 представлены выбросы несгоревшего метана CH₄ для трех камер сгорания, штатной и малой форсунок, запальной порции дизельного топлива 15% и 6% при 100% нагрузки.

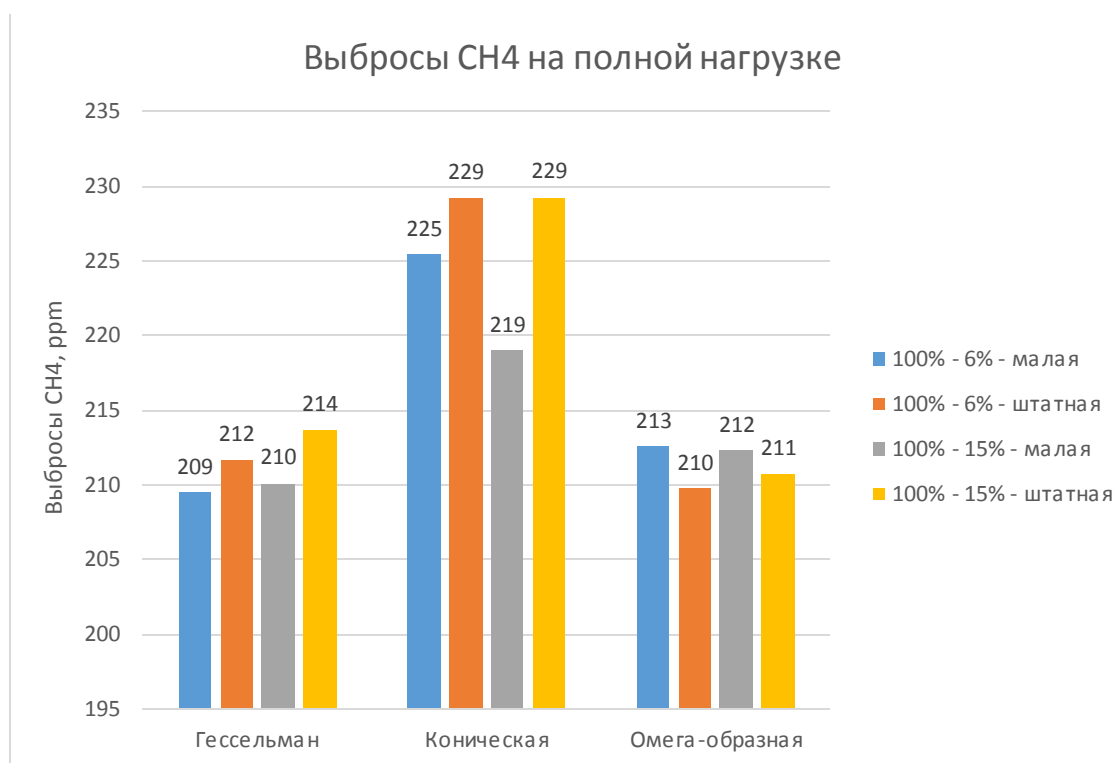


Рис. 7. Влияние на выбросы несгоревшего метана формы камеры сгорания, размера форсунки и запальной порции дизельного топлива при 100% нагрузки

Как видно из рисунка 7, наименьшие выбросы CH₄ получаются для омегаобразной камеры сгорания, а наибольшие – для конической, так как высокая турбулентности заряда в омегаобразной камере повышает полноту сгорания газозвушной смеси. Уменьшение размеров форсунки практически не влияет на выбросы CH₄.

Выводы

1. Применение на газодизеле грузового автомобиля малой форсунки от дизеля легкового автомобиля и переход от дизельной камеры сгорания к газовой омегаобразной позволили при уменьшении запальной порции дизельного топлива от 15% до 6% получить высокое качество рабочего процесса.
2. На полной нагрузке индикаторный КПД увеличился на 2% , что можно объяснить увеличением длительности впрыскивания и тонкости распыливания топлива из отверстий меньшего диаметра, что повысило его поджигающую способность.

3. На нагрузке 25% индикаторный КПД увеличился в большей степени – на 4% – поскольку сгорание бедной смеси заметно ускоряется при повышенной турбулизации заряда в омегаобразной камере.
4. Выбросы оксидов азота увеличились до 3,5 раз, в связи с интенсификацией процесса сгорания, но не превысили 93 ppm.
5. Выбросы несгоревшего метана практически не изменились.

Список источников

1. 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. – EDN YXFWRJ.
2. Ghazi A. Karim. Dual-Fuel Diesel engines / Ghazi A. Karim. – New York: CRC Press, 2015. – 287 p. – ISBN 978-1-4987-0309-3.
3. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению "Энергомашиностроение", специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко. – Москва: Легион-Автодата, 2008. – 464 с. – ISBN 978-5-88850-361-4. – EDN QNVYTV.
4. Гайворонский, А. И. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа / А. И. Гайворонский, Д. А. Савченков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. – № 1. – С. 25-37. – EDN IJSEPP.
5. Durbin, P.A. Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions" / P.A. Durbin // Theoretical and Computational Fluid Dynamics. – 1991. – № 3. – P. 1-13.
6. Yousefi, A. An experimental and numerical study on diesel ignition split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load / A. Yousefi, H. Guo, M. Birouk // Fuel. – 2018. – № 212. – P. 332–346. – DOI 10.1016/j.fuel.2017.10.053.
7. AVL FIRE®R2020. Combustion Module User Manual. – Graz, Austria: AVL List GmbH, 2020.

References

1. Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, 2017, vol. 15, no. 3, pp. 383 – 395. DOI: 10.22190/FUME171004023S.
2. Ghazi A. Karim. *Dual-Fuel Diesel engines*, New York, CRC Press, 2015, 287 p., ISBN 978-1-4987-0309-3.
3. Markov V.A., Gayvoronskiy A.I., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A. *Rabota dizeley na netraditsionnykh toplivakh* (Operation of diesel engines on alternative fuels), Moscow, Legion-Avtodata, 2008, 272 p., ISBN 978-5-88850-361-4.
4. Gayvoronskiy A.I., Savchenkov D.A. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*, 2008, no 1, pp. 25-37.
5. Durbin P.A. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, 1991, no. 3, pp. 1–13.
6. Yousefi A., Guo H., Birouk M. *Fuel*, 2018, no. 212, pp. 332–346.
7. AVL FIRE®R2020. Combustion Module User Manual, Graz, Austria, AVL List GmbH, 2020.

Рецензент: Матюхин Л.М., канд. техн. наук, доц., МАДИ

Информация об авторах

Максимов Игорь Владимирович, аспирант, МАДИ.

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

Information about the authors

Maximov Igor V., postgraduate, MADI.

Sinyavskiy Vladimir V., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, MADI.

Статья поступила в редакцию 31.05.2024; одобрена после рецензирования 25.06.2024; принята к публикации 25.06.2024.

The article was submitted 31.05.2023; approved after reviewing 25.06.2024; accepted for publication 25.06.2024.