Научная статья
УДК 621.433.2

Анализ возможности снижения выбросов несгоревшего метана в газодизеле на малых нагрузках применением дроссельной заслонки

Игорь Владимирович Максимов[1], Владимир Викторович Синявский[2], Андрей Вадимович Вакуленко[3]

[1,2,3]Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия

[1]igor_mak97@mail.ru
[2]sinvlad@mail.ru
[3]msalf-7@mail.ru

Аннотация. Существенной проблемой газодизеля является повышение выбросов несгоревшего метана (CH_4) на малых нагрузках в связи с ухудшением сгорания из-за высокого коэффициента избытка воздуха (α). Представлены экспериментальные показатели газодизеля, показавшие значительное увеличение выбросов CH_4 при уменьшении нагрузки. Для снижения величины α рассмотрено использование дроссельной заслонки. Выполнено моделирование рабочего процесса газодизеля в среде AVL FIRE и BOOST при нагрузке 25 %. Проанализировано изменение параметров сгорания при уменьшении α, а также топливной экономичности по мере прикрытия дроссельной заслонки. Рассматривались штатная комплектация и новая с уменьшенной форсункой и камерой сгорания газового двигателя. При снижении α с 4,9 до 2,2 прикрытием дроссельной заслонки индикаторный КПД повысился на 12…16 %, а выбросы CH_4 снизились в 10,2…11,7 раз. Удельный эффективный расход топлива увеличился на 17,4 % из-за повышения потерь на газообмен.

Ключевые слова: выбросы несгоревшего метана газодизелем, дроссельная заслонка газодизеля, камера сгорания газового двигателя, моделирование газодизеля в AVL FIRE и BOOST.

Для цитирования: Максимов И.В., Синявский В.В., Вакуленко. А.В. Анализ возможности снижения выбросов несгоревшего метана в газодизеле на малых нагрузках применением дроссельной заслонки // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 3 (45).

Original article

Analysis of the possibility of reducing unburned methane emissions in a dual fuel engine at low loads by using a throttle valve

Igor V. Maksimov[1], Vladimir V. Sinyavskiy[2], Andrey V. Vakulenko[3]

[1,2,3]Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

[1]igor_mak97@mail.ru
[2]sinvlad@mail.ru
[3]msalf-7@mail.ru

Abstract. A significant problem of a dual fuel engine is the increase in emissions of unburned methane (CH_4) at low loads due to deterioration of combustion caused by a high excess air coefficient (α). Experimental parameters of a dual fuel engine are presented, which showed a significant increase in CH_4 emissions with a decrease in load. To reduce the value of α, the use of a throttle valve was examined. The working process of a dual fuel engine was simulated in the AVL FIRE and BOOST environment. The change in combustion process parameters and fuel efficiency with the decrease in α as the throttle valve was closed at a load of 25% were analyzed. Two versions of the dual fuel engine were considered: the standard one and the new one with smaller injector and combustion chamber of the gas engine. When α was reduced from 4.9 to 2.2 by closing the throttle valve, the indicated efficiency increased by 12…16.0 % and CH_4 emissions decreased 10.2…11.7 times. The brake specific fuel consumption increased by 17.4% due to increased gas exchange losses.

Keywords: unburned methane emissions of dual fuel engine, dual fuel engine throttle valve, gas engine combustion chamber, modeling of dual fuel engine in AVL FIRE and BOOST.

For citation: Maksimov I.V. Sinyavskiy V.V., Vakulenko A.V. Analysis of the possibility of reducing unburned methane emissions in a dual fuel engine at low loads by using a throttle valve. Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura. 2025. No. 3 (45).

Введение

Применение природного газа в двигателях внутреннего сгорания позволяет снизить расходы на эксплуатацию по сравнению с дизельным топливом (ДТ), а также уменьшить выбросы оксида углерода CO, оксидов азота NO_x, сажи и углекислого газа CO_2. Так, в 1 при конвертации дизеля в

газодизель удельный эффективный расход топлива снизился на 8%, выбросы сажи – на 86% а CO_2 – на 16%. Природный газ обладает широкими пределами воспламеняемости 1, что позволяет использовать в газодизеле обедненные смеси. Обеднение смеси снижает максимальную температуру цикла и приводит к снижению выбросов NO_x, но также вызывает существенное повышение эмиссии несгоревшего метана (CH_4), особенно на малых нагрузках. Основной причиной является снижение скорости и полноты сгорания из-за высокого коэффициента избытка воздуха α. В [3] показано, что газодизель эффективно работает при величине α не более 1,6…1,7. После выгорания запальной порции ДТ сгорание происходит аналогично сгоранию в газовом двигателе с искровым зажиганием за счет распространения фронта пламени. Если газодизель не имеет дроссельной заслонки, при уменьшении нагрузки величина α возрастает и, как в дизеле, достигает 5,0…7,0 на холостом ходу. В газодизеле при высоком значении α скорость движения фронта пламени замедляется, полнота сгорания метана снижается и появляются зоны с несгоревшей газовоздушной смесью.

Установка дроссельной заслонки с одной стороны улучшает процесс сгорания за счет уменьшения α, с другой – ухудшает за счет повышения коэффициента остаточных газов. Индикаторный КПД увеличивается, однако повышаются потери на газообмен, что снижает эффективный КПД.

При отсутствии дроссельной заслонки для улучшения сгорания метана в газодизеле на малых нагрузках повышают запальную порцию ДТ. Например, запальная порция ДТ газодизеля с традиционной топливоподающей аппаратурой (ТПА) разделённого типа составляет порядка 30 % на полной нагрузке и 100 % на холостом ходу 3.

Уменьшение запальной порции ДТ позволяют заметно снизить расходы на топливо, поскольку природный газ более чем вдвое дешевле ДТ. При этом эффективность сгорания снижается не очень сильно. Как показано в [5], при уменьшении запальной порции ДТ газодизеля от 15% до 10 и 5 5%,

эффективный КПД уменьшается несущественно, соответственно, на 1,0 и 1,7%. На экспериментальном газодизеле, конвертированном в МАДИ из дизеля Cummins 6,7 isbe, с ТПА Common Rail удалось добиться высоких показателей работы при снижении запальной порции ДТ до 4,5…6,2 % на полной нагрузке и 33 % на холостом ходу 4.

Снижение запальной порции ДТ приводит к ухудшению отвода тепла от нижней части распылителя и может вызвать заклинивание его иглы [7]. Также повышается нестабильность цикловой подачи ДТ. Можно улучшить охлаждение форсунки запальной порцией ДТ, заменив штатную форсунку на меньшую, так как уменьшается площадь поверхности распылителя, омываемая горячим газом. Как указано в [5], на тепловозных газодизелях применение автомобильной форсунки для подачи запальной порции ДТ стало мировой тенденцией. В [8] отмечается, что при уменьшении размеров форсунки в связи с уменьшением диаметра отверстий распылителя повышается качество распыливания топлива. Здесь же говорится о возможности использования ТПА уменьшенных размеров, спроектированной для 50…70% нагрузки, что позволяет уменьшить диаметр и увеличить ход плунжера для повышения стабильности подачи топлива на малых нагрузках.

В [9] показана возможность улучшения показателей газодизеля грузового автомобиля в случае установки форсунки дизеля легкового автомобиля и уменьшения запальной порции ДТ. Отказ от работы двигателя в дизельном режиме с полной нагрузкой позволит заменить дизельную камеру сгорания (КС) на камеру газового двигателя, обеспечивающую наилучшее сгорание природного газа. При этом сохраняется возможность движения автомобиля в «аварийном» дизельном режиме с уменьшенной скоростью.

На основе проведённого обзора поставлена цель проанализировать возможности снижения выбросов CH_4 газодизеля с уменьшенной форсункой и минимальной запальной порцией ДТ на малых нагрузках путем снижения коэффициента избытка воздуха за счет дросселирования.

Методика проведения исследований

Объектом исследования был газодизель, конвертированный из дизеля Cummins isbe 6.7 (6ЧН10,7/12,4), рабочим объемом 6,67 л, имеющий степень сжатия 17,3, номинальную мощность 220 кВт при частоте вращения 2300 мин$^{-1}$ и максимальный крутящий момент 950 Нм при частоте вращения 1600 мин$^{-1}$. На всех режимах использовалось давление впрыскивания ДТ 600 бар. Выбросы NO_x регистрировались прибором Rosemount, CO_2 – прибором Infralight-11P, а CH_4 – прибором Ratfish RS-53.

Далее используются термины «штатная комплектация» для газодизеля с штатными КС и форсункой, а также «новая комплектация» для газодизеля с конической КС и малой форсункой. На рисунке 1 приведены формы и расчетная сетка штатной КС базового дизеля и конической КС газового двигателя.

Длительность впрыскивания ДТ рассчитывалась в зависимости от числа и диаметра отверстий распылителя и цикловой подачи топлива при заданном давлении впрыскивания по модели расчета форсунки МАДИ **Ошибка! Источник ссылки не найден.**. Штатная форсунки Bosch CRI2-2 имеет 8 отверстий распылителя диаметром 0,16 мм, а малая Bosch CRI2-6 – 8 отверстий диаметром 0,09 мм.

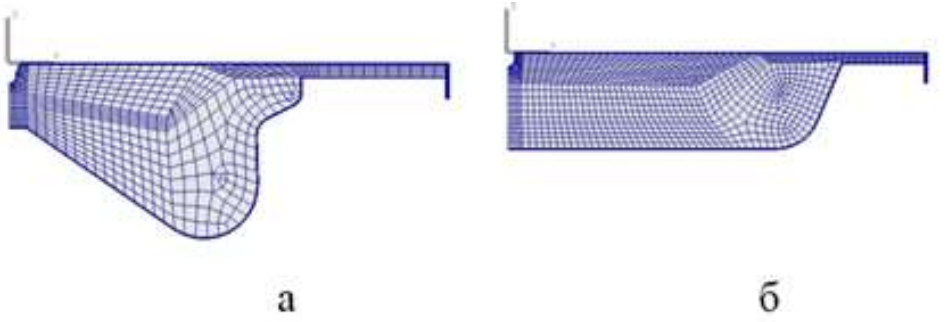

Рис. 1. Формы и расчетная сетка КС: а – штатная; б – коническая

На рисунке 2 представлена расчетная схема газодизеля с турбокомпрессором, охладителем наддувочного воздуха, дроссельной заслонкой и клапаном перепуска газа мимо турбины в ПК AVL BOOST,

которая использовалась для расчета совместной работы газодизеля с турбокомпрессором при уменьшении коэффициента избытка воздуха путем прикрытия дроссельной заслонки.

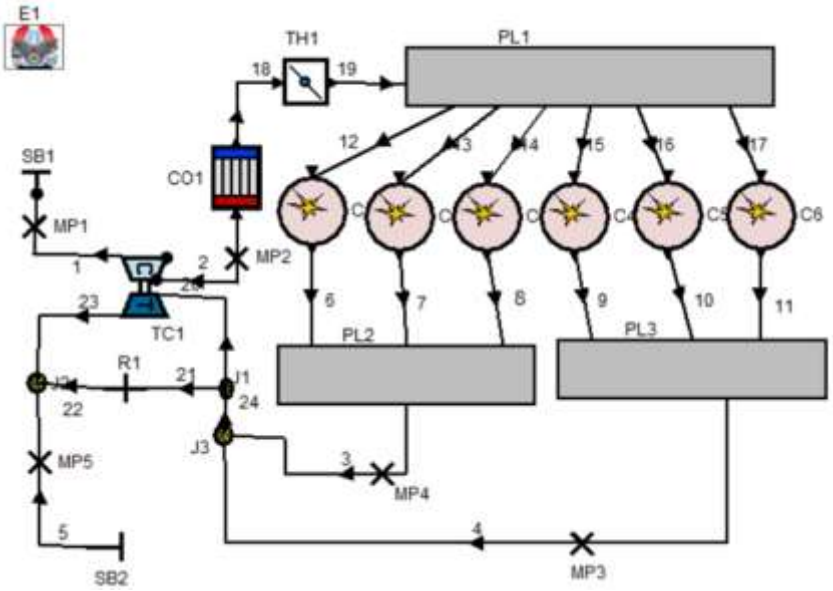

Рис. 2. Расчетная схема газодизеля в ПК AVL BOOST

Режимные факторы задавались по результатам стендовых испытания двигателя в МАДИ. Частота вращения 2300 мин$^{-1}$, нагрузка 25% (среднее эффективное давление p_e=0,43 бар), запальная порция ДТ 25%, давление наддува 1,7 бар, температура надувочного воздуха 308 К, цикловая подача газового топлива 15,04 мг/цикл и ДТ – 5,96 мг/цикл. Для каждого расчета подбирался оптимальный угол опережения впрыскивания топлива.

Результаты исследований

На рисунке 3 приводятся экспериментальные значения эффективного КПД η_e, выбросов CO_2, NO_x и CH_4 для дизеля и газодизеля на трех частотах вращения при значениях крутящего момента M_e, соответствующих двум нагрузкам: полной и частичной 28…42 %. Запальная порция ДТ (доля ДТ) составляет 4,5…6,2 % на полной нагрузке и 8,7…8,9 % – на частичной.

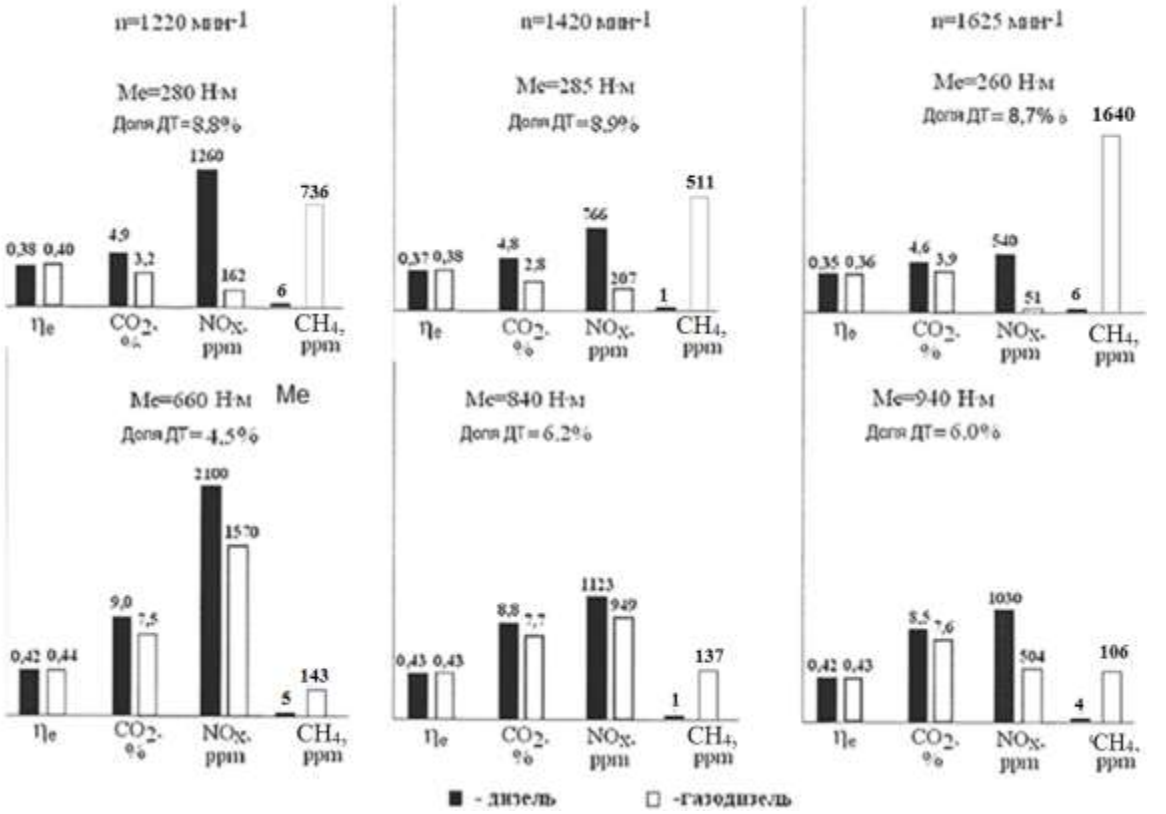

Рис. 3. Изменение показателей эффективности и токсичности дизеля и газодизеля при изменении скоростного и нагрузочного режима

Как видно из рисунка 3, при частоте вращения 1625 мин$^{-1}$ для газодизеля при снижении нагрузки от 100 % до 28 % выбросы CH_4 повысились от 165 *ppm* до 1549 *ppm*, то есть, в 9,4 раза.

В таблице приводятся полученные расчетами в среде AVL FIRE на номинальной частоте вращения и 25 % нагрузки продолжительность впрыскивания ДТ $\theta_{впр}$ в градусах поворота коленчатого вала (^{o}ПКВ), коэффициент избытка воздуха α, длительность тепловыделения φ_z, доля теплоты, теряемой в стенки $Q_{ст}$, максимальная температура T_{max}, доля несгоревшего топлива $Q_{нс}$ и индикаторный КПД η_i для штатной и новой комплектаций. Окончанием процесса тепловыделения принимался момент, когда выделялось 99 % теплоты.

Показатели сгорания для штатной и новой комплектаций газодизеля

Комплектация	$\theta_{впр}$, °ПКВ	α	φ_z, °ПКВ	$Q_{ст}$, %	T_{max}, ℃	$Q_{нс}$, %	η_i
Штатная (штатные КС и форсунка)	4,6	4,9	129	10,5	1120	12,6	0,402
		3,0	110	12,6	1443	6,35	0,436
		2,2	44	16,6	1788	2,5	0,449
Новая (коническая КС, малая форсунка)	9,6	4,9	135	9,6	1125	12,8	0,393
		3,0	114	11,0	1441	6,0	0,441
		2,2	64	14,2	1707	2,3	0,456

На рисунках 4 и 5 представлена скорость тепловыделения при трех значениях давления на впуске $p_к$ и коэффициента избытка воздуха α для штатной и новой комплектаций газодизеля.

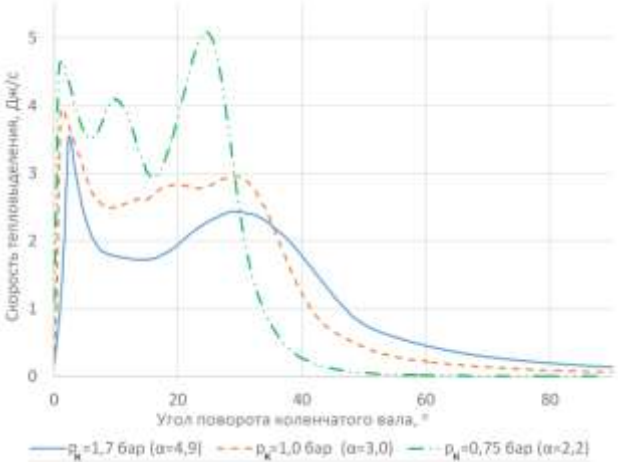

Рис. 4. Зависимость скорости тепловыделения от давления на впуске $p_к$ (коэффициента избытка воздуха) для штатной комплектации газодизеля

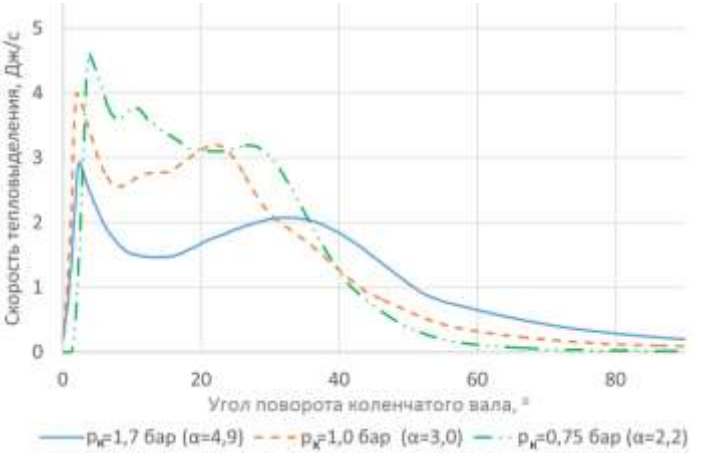

Рис. 5. Зависимость скорости тепловыделения от давления на впуске $p_к$ (коэффициента избытка воздуха) для новой комплектации газодизеля

На рисунке 6 представлены величины индикаторного КПД для штатной и новой комплектаций для нагрузки 25 % и запальной порции ДТ 25 %.

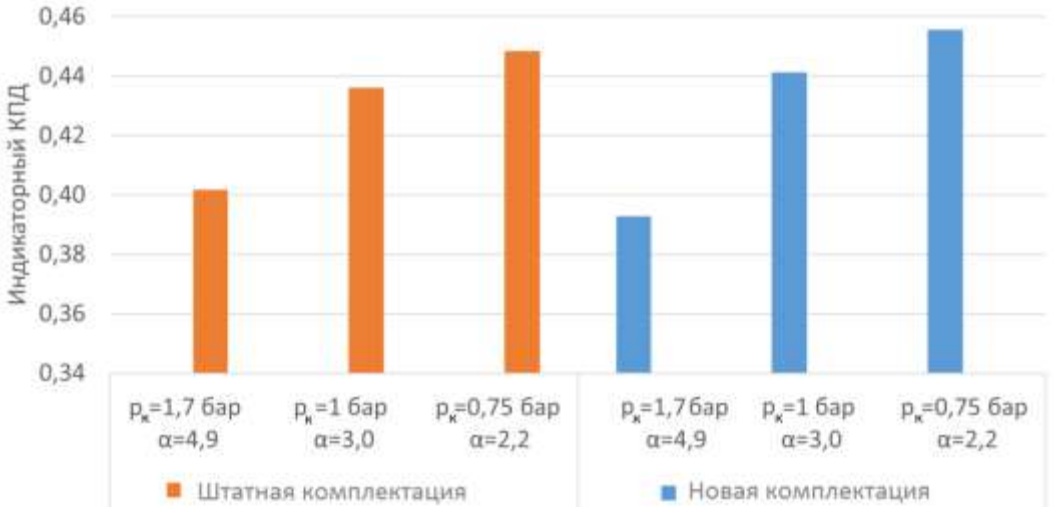

Рис. 6. Зависимость индикаторного КПД от давления на впуске $p_к$ и коэффициента избытка воздуха α

Как видно из рис. 6, при снижении величины α с 4,9 до 2,2 индикаторный КПД увеличивается на 12 % для штатной комплектации и на 16,0 % для новой. При этом доля несгоревшего топлива снижается на 80 % для штатной комплектации и на 82 % – для новой (см. табл.). Увеличение полноты сгорания топлива является основной причиной повышения индикаторного КПД, даже несмотря на увеличение потерь в систему охлаждения. При уменьшении α от 4,9 до 2,2 потери теплоты в систему охлаждения повышаются на 58 % для штатной комплектации и на 48 % – для новой. Увеличение потерь в систему охлаждения с уменьшением α вызвано повышением максимальной температуры цикла для штатной комплектации на 60 % и на 52 % – для новой. Более низкие потери в систему охлаждения для новой комплектации вызваны несколько меньшей максимальной температурой цикла на 4,5% и малой турбулизацей рабочего тела за счет уменьшения площади вытеснителя конической КС по отношению к штатной КС (см. рис. 1).

На рисунке 7 представлены выбросы несгоревшего метана для штатной и новой комплектаций.

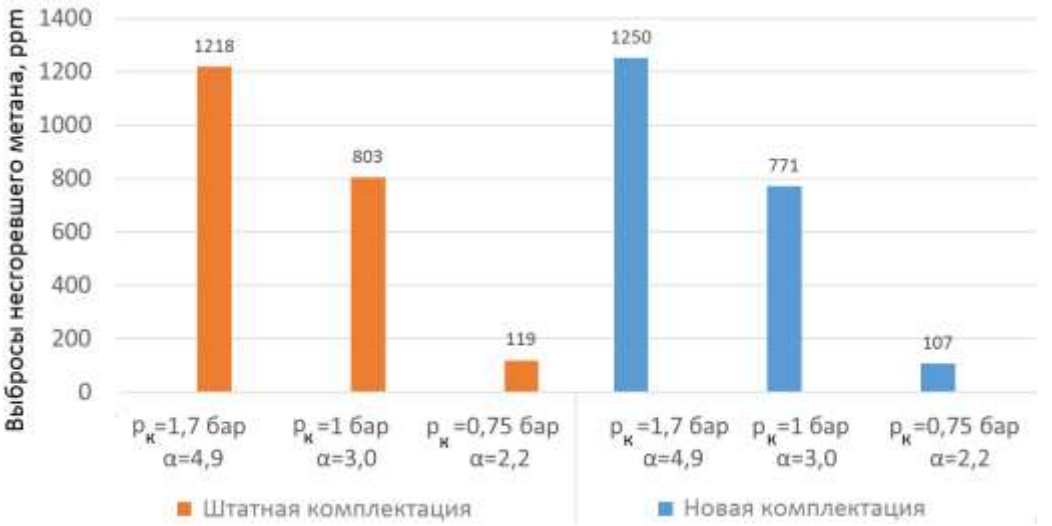

Рис. 7. Зависимость выбросов несгоревшего метана от давления на впуске $p_к$ (коэффициент избытка воздуха α)

Как видно из рисунка 7, при снижении коэффициента избытка воздуха с 4,9 до 2,2 выбросы CH_4 снижаются в 10,2 раза для штатной комплектации и в 11,7 раза – для новой. Полученный масштаб снижения выбросов CH_4 хорошо согласуется с экспериментальными данными (в 9,4 раза, рис. 3). Причинами снижения выбросов CH_4 является увеличение скорости и полноты сгорания газовоздушной смеси и повышение максимальной температуры цикла. Метан обладает малой скоростью распространения пламени и высокой температурой самовоспламенения, поэтому при снижении температуры в цилиндре фронт пламени гаснет при приближении к холодной стенке цилиндра. Для новой комплектации выбросы CH_4 меньше, чем для штатной, также за счет более длительного впрыскивания ДТ.

На рисунке 8 представлена зависимость коэффициента избытка воздуха α и удельного эффективного расхода топлива g_e от угла закрытия дроссельной заслонки при номинальной частоте вращения 2300 мин$^{-1}$ и нагрузке 25%, рассчитанная в ПК AVL BOOST.

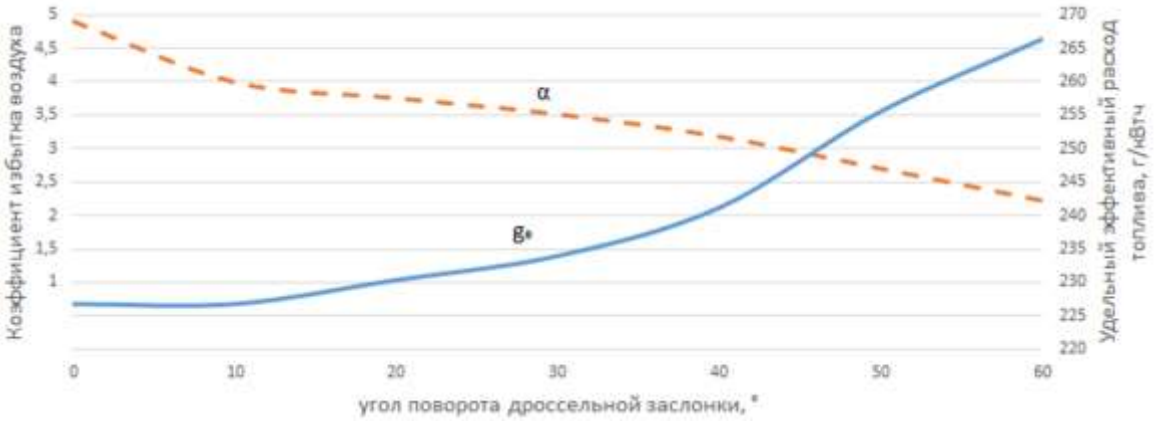

Рис. 8. Зависимость коэффициента избытка воздуха и удельного эффективного расхода топлива от угла закрытия дроссельной заслонки

Как видно из рисунка 8, для снижения коэффициента избытка воздуха α от 4,9 до 2,2, при котором проводились расчеты в ПК AVL FIRE, потребовалось закрыть дроссельную заслонку на 60 градусов. При этом удельный эффективный расход топлива увеличился на 17,4 % несмотря на повышение индикаторного КПД на 12%, что вызвано повышением потерь на газообмен в связи с дросселированием.

Таким образом, установка дроссельной заслонки в газодизеле позволяет значительно уменьшить выбросы CH_4, но приводит к заметному ухудшению топливной экономичности. Поэтому в дальнейшем целесообразно рассмотреть другие способы уменьшения α, например, регулирование наддува.

Выводы

1. Результаты экспериментальных и расчетных исследований газодизеля показали, что при уменьшении нагрузки до 25…28% выбросы несгоревшего метана возрастают в 9,4…10,2 раза в связи со значительным увеличением длительности сгорания и снижением его полноты.

2. По результатам расчетов газодизеля на номинальной частоте вращения и нагрузке 25% при снижении коэффициента избытка воздуха от 4,9 до 2,2 путем прикрытия дроссельной заслонки в зависимости от применяемой камеры сгорания и размеров форсунки индикаторный КПД повышается на 12…16 %, выбросы несгоревшего метана снижаются в 10,2…11,7 раза, а удельный эффективный расход топлива повышается на 17,4 % из-за роста потерь на газообмен.

Список источников

1. Муратов, А. В. Экспериментальные исследования влияния альтернативных видов топлив на работу дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 / А. В. Муратов, В. В. Ляшенко, И. П. Гордеев // Вестник транспорта Поволжья. – 2023. – № 4(100). – С. 17-22. – EDN KDQUTK.

2. ГОСТ 27577-2022. Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия (принят Постановлением Государственного комитета Российской Федерации по стандартизации и метрологии от 4 июля 2022 г. № 61-П) // введ. 2023-07-01. - М.: Издательство стандартов, 2022.

3. Karim, Ghazi A. Dual-Fuel Diesel engines / Ghazi A. Karim. – Boca Raton: CRC Press, 2015. – 315 p. – ISBN 9780429069765.

4. Загорских, Б.П. Совершенствование подачи газа для работы двигателя по газодизельному циклу / Б.П. Загорских, Ю.А. Коцарь, Е.Б. Бабенич // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2012. – № 5. – С. 3-6.

5. Расчетное исследование влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя / А.С. Кулешов, В.А. Марков, В.В. Фурман, С.В. Плахов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2022. – № 12(753). – С. 87-106. – DOI 10.18698/0536-1044-2022-12-87-106. – EDN WOLSUP.

6. Физическое моделирование рабочего процесса газодизеля / М. Г. Шатров, А. С. Хачиян, В. В. Синявский [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – № 4. – С. 3-10. – EDN YTXOEZ.

7. Силюта, А.Г. Расчетный метод оценки достаточности охлаждения форсунок дизелей тепловозов при реализации газодизельного цикла / А.Г. Силюта // Транспортное дело России. – 2025. – № 3. – С. 224-226. – EDN JFWNSM.

8. Топливные системы газодизельных двигателей. Особенности конструкции и перспективы применения / В.В. Асабин, С.А. Струнгарь, А.Н. Журавлев, А.Г. Силюта // Вестник транспорта Поволжья. – 2022. – № 1(91). – С. 73-77. – EDN YZHTBT.

9. Максимов, И.В. Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля / И.В. Максимов, В.В. Синявский, М.Г. Шатров // Двигателестроение. – 2025. – № 2(300). – С. 51-60. – EDN DJICXP.

10. Душкин, П. В. Повышение эффективности рабочего процесса аккумуляторной топливной системы с давлением впрыскивания до 300 МПа : специальность 05.04.02 "Тепловые двигатели" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Душкин Павел Витальевич. – Москва, 2017. – 22 с. – EDN ZQDWUD.

Referencies

1. Muratov A.V., Lyashenko V.V., Gordeyev I.P. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2023, no 4, pp. 17-22.

2. Gaz prirodnyy toplivnyy komprimirovannyy dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya. Tekhnicheskiye usloviya, GOST (Compressed natural fuel gas for internal combustion engines. Specifications, State Standart 27577-2022), Moscow, Izdatel'stvo standartov, 2022.

3. Ghazi A. Karim. Dual-Fuel Diesel engines, Boca Raton, CRC Press, 2015, 287 p.

4. Zagorskykh B.P., Kocar Y.A., Babenych E.B. *AvtoGazoZapravochny complex + Alternativnoe toplivo*, 2012, no. 5, pp. 3-6.

5. Kuleshov A.S., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniy*, 2022, no. 12(753), pp. 87-106.

6. Shatrov M.G., Khachiyan A. S., Sinyavsky V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. *Traktory I selkhozmashiny*, 2017, no 4, pp. 3-10.

7. Silyuta A. G. *Transportnoye delo Rossii*, 2025, no 3.

8. Asabin V.V., Strungar' S.A., Zhuravlev A.N., Silyuta A.G. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2022, no 1(91), pp. 73-77.

9. Maksimov I.V., Sinyavskiy V.V., Shatrov M.G. *Dvigatelestroyeniye*, 2025, no 2(300), pp. 51-60.

10. Dushkin P. V. Povysheniye effektivnosti rabochego protsessa akkumulyatornoy toplivnoy sistemy s davleniyem vpryskivaniya do 300 MPa (Increasing the efficiency of the working process of the accumulator type fuel system with injection pressure up to 300 MPa), Candidate thesis abstract, Moscow, MADI, 22 p.

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.
Вакуленко Андрей Вадимович, инженер, МАДИ.

Information about the authors

Maksimov Igor V., postgraduate, MADI.
Sinyavskiy Vladimir V., Candidate of Sciences (Technical), associate professor, MADI.
Vakulenko Andrey V., engineer, MADI.

Статья поступила в редакцию 24.09.2025; одобрена после рецензирования 25.09.2025; принята к публикации 25.09.2025.
The article was submitted 24.09.2025; approved after reviewing 25.09.2025; accepted for publication 25.09.2025.