

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ С ДАВЛЕНИЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ 300 МПА

STUDY OF THE DIESEL ENGINE WORKING PROCESS DURING ITS OPERATION WITH A FUEL INJECTION PRESSURE OF 300 MPa

Нгуен Тхинь КУИнь
А.Ю. ДУНИН, к.т.н.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия, a.u.dunin@yandex.ru

Nguyen Thin QUYNH
A.Y. DUNIN, PhD in Engineering

Moscow Automobile And Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia, a.u.dunin@yandex.ru

В статье представлены результаты расчетного исследования влияния отношения диаметра камеры сгорания $D_{\text{кс}}$ к ее глубине $h_{\text{кс}}$ и давления наддува $p_{\text{к}}$ на характеристики одноцилиндрового двигателя 1СН 12/13 с давлением впрыскивания 300 МПа при частоте вращения коленчатого вала 1400 мин⁻¹. Моделирование проводилось при изменении $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}}$ от 3,4 до 10 и увеличении $p_{\text{к}}$ от 0,15 до 0,45 МПа. Результаты показывают, что двигатель достигает наилучших экономических и мощностных показателей со снижением оксидов азота NO_x в отработавших газах при $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 7,8-10$ и давлении $p_{\text{к}}$ от 0,25 до 0,35 МПа. При $p_{\text{к}} = 0,35$ МПа и $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 10$ индикаторная мощность двигателя увеличивается на 7,1 %. NO_x уменьшается на 68 %, однако сажа, СО и СН увеличиваются в 4,5, 9,5 и 2,2 раза соответственно. Результаты также ясно показывают влияние $p_{\text{к}}$ на характеристики струи. Увеличение $p_{\text{к}}$ приводит к снижению длины и скорости струи, но угол ее конуса изменяется мало, в то время как при изменении $D_{\text{кс}}$ длина струи и угол конуса меняются мало, а скорость струи – значимо. Давление $p_{\text{к}}$ – средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе и вблизи стенки камеры сгорания (КС). С повышением $p_{\text{к}}$ увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

Ключевые слова: дизель, камера сгорания, давление впрыскивания топлива 300 МПа, давление наддува, токсичность отработавших газов.

Для цитирования: Куинь Нгуен Тхинь, Дунин А.Ю. Исследование рабочего процесса дизеля при его работе с давлением впрыскивания 300 МПа // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 13–27. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-13-27.

The paper presents the simulation result of the influence of the ratio of the diameter of the combustion chamber $D_{\text{кс}}$ to its depth $h_{\text{кс}}$ and boost pressure $p_{\text{к}}$ on the characteristics of a 1ChN 12/13 single-cylinder engine with an injection pressure of 300 MPa at a crankshaft speed of 1400 min⁻¹. The simulation was performed with $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}}$ from 3,4 to 10,0, and $p_{\text{к}}$ from 0,15 to 0,45 MPa. The results show that the engine achieves the best performance, nitrogen oxides NO_x in the exhaust gases decreases at $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = (7,8-10)$, and the pressure $p_{\text{к}}$ from 0,25 to 0,35 MPa. At $p_{\text{к}} = 0,35$ MPa, $D_{\text{кс}}/h_{\text{кс}} = 10$, the indicated power increases by 7,1 %. NO_x reduces by 68 % but soot, CO, HC increase 4,5, 9,5, and 2,2 times, respectively. The results also show the impact of the boost pressure on spray characteristics. The boost pressure increases, the penetration, and the tip velocity decrease, but the spray angle changes a little. While the combustion chamber diameter changes, the penetration, and the spray angle change a little, and the tip velocity varies much. Changing the boost pressure is a means of redistributing the amount of fuel burned in the jet and near the wall of the combustion chamber. With an increase in the boost pressure, the proportion of fuel that burns at the beginning of the combustion process under conditions of volumetric mixing increases, while at the end of the combustion process, a large concentration of fuel is located near the combustion chamber wall.

Keyword: diesel, combustion chamber, fuel injection pressure 300 MPa, boost pressure, exhaust gas.

Cite as: Quynh Nguyen Thin, Dunin A.Y. Study of the diesel engine working process during its operation with a fuel injection pressure of 300 MPa. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 6, pp. 13–27 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-6-13-27.

Введение

Дизели довольно широко используются в качестве энергетических установок транспортных средств, сельскохозяйственных и строительных машин. Для снижения содержания токсичных веществ в отработавших газах (ОГ) двигателей применяют три основные группы решений:

- совершенствование конструкции;
- установка систем рециркуляции [1] и нейтрализации отработавших газов;
- биотоплива и присади к смазочным материалам [2–4].

Совершенствование конструкции двигателя связано с улучшением топливной системы, выбором геометрии камеры сгорания (КС), повышением давления наддува p_k .

Снижение оксидов азота NO_x и сопутствующее этому увеличение дисперсных частиц в ОГ определяются ростом количества рециркулируемых газов, повышением давлений впрыскивания топлива и p_k [5–7]. Для более качественной очистки ОГ используют системы селективной каталитической нейтрализации (SCR) и фильтры дисперсных частиц (DPF). Комбинируют эти решения для достижения количеств выбросов в соответствии со все более строгими стандартами [7].

С применением турбонаддува мощность двигателя увеличивается, а удельный эффективный расход топлива снижается. Тем не менее, его главный недостаток – высокая теплонепрочность деталей двигателя, увеличение стоимости дизеля и затрат на его техническое обслуживание. Кроме того, конструкция двигателя также в значительной степени определяет максимальное значение давления наддува.

Форма КС усиливает скорости турбулентного перемешивания при подходе поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) [8]. Кроме того, турбулентное движение в камере сгорания усиливает перемешивание топлива и воздуха, уменьшается длительность периода задержки воспламенения [9, 10].

Основные тенденции развития аккумуляторной топливной системы (АТС) типа Common Rail: повышение давления впрыскивания [6, 11, 12]; обеспечение многократного впрыскивания с управлением передним фронтом характеристики впрыскивания [13, 14]; организация распределения топлива в камере сгорания [15, 16]; обеспечение многотопливности двигателя [17–20].

Процесс топливоподачи во многом определяется длительностью управляющего импульса [13, 15] и давлением в топливном аккумуляторе [6, 21, 22]. Он также зависит от волновых явлений в линии высокого давления, которые оказывают существенное влияние при многократном впрыскивании [23–25].

За прошедшие годы максимальное давление систем впрыскивания увеличились с 80 до 250 МПа. Для следующего поколения АТС оно может достигнуть 300–400 МПа [21, 26, 27].

Повышение давления впрыскивания с уменьшением диаметра распыливающих отверстий и изменение параметров КС способствуют снижению удельного расхода топлива до 4 % [8, 9].

Сочетание турбонаддува и повышения давления впрыскивания топлива АТС способствует улучшению характеристик двигателя. Показано, что в условиях низкого и среднего давления впрыскивания при увеличении давления наддува плотность, температура и давление воздуха в цилиндре увеличиваются. Это существенно влияет на характеристики впрыскивания топлива [28–30].

Цель исследований

Оценка влияния геометрических параметров КС и давления наддува p_k на показатели дизеля при применении сверхвысокого давления впрыскивания 300 МПа.

Соотношения диаметра камеры сгорания D_{kc} к ее глубине h_{kc} подбирались таким образом, чтобы обеспечить неизменную величину степени сжатия $\varepsilon = 15,4$ дизеля 1ЧН 12/13. Диаметр каждого из восьми распыливающих отверстий электрогидравлической форсунки составлял 0,1 мм. Исследование проводилось с помощью программного обеспечения AVL Fire, разработанного австрийской фирмой AVL Ltd.

Полученные результаты представляют интерес для поиска путей дальнейшего улучшения показателей двигателя.

Материалы и методы

Модель сгорания ECFM-3Z была разработана компанией GSM (Groupement Scientifique Moteurs) для расчета воспламенения дизельного топлива. Она описывает распространение фронта пламени и смесеобразование, что позволяет моделировать турбулентное пламя и диффузионное горение [31]. В модели выделено три зоны: топливо, топливовоздушная смесь и воздух (рис. 1).

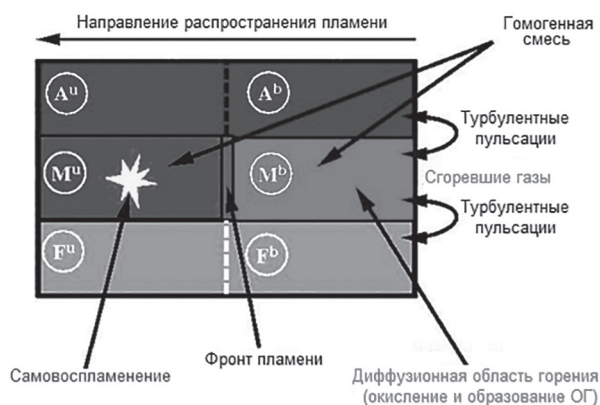


Рис. 1. Зоны модели ECFM-3Z:

A – воздух и рециркулируемые газы (при наличии РОГ); F – топливо; M – топливовоздушная смесь; u – несгоревшие газы; b – сгоревшие газы

Fig. 1. Zones of the ECFM-3Z model:

A – air and recirculated gases (if EGR is present); F – fuel; M – air-fuel mixture; u – unburned gases; b – burnt gases

Механизм образования оксида азота NO рассчитывается по механизму, описанному Б.Я. Зельдовичем [31]. Образование сажи рассчитывается по кинетической модели. Другие модели, используемые AVL Fire, представлены в табл. 1.

Исходные данные для расчета дизеля 1ЧН 12/13 приведены в табл. 2 и 3.

Модели AVL Fire, применяемые при расчете рабочего процесса дизеля 1ЧН 12/13

Table 1. AVL Fire models used in calculating the working process of a diesel engine 1ChN 12/13

Объект моделирования	Значение
Струя топлива	Wave
Взаимодействие струи впрыскиваемого топлива со стенкой камеры сгорания	Walljet1
Испарение капель топлива	Dukowicz
Турбулизация заряда	k-zeta-f
Воспламенение топлива	Auto-ignition

Таблица 1

Параметры дизеля 1ЧН 12/13

Table 2. 1CHN 12/13 diesel engine parameters

Параметр	Размерность	Значение
Рабочий объем цилиндра V_h	л	1,47
Степень сжатия ϵ		15,4
Длина шатуна $l_{ш}$	мм	224
Количество клапанов на цилиндр	шт.	4
Количество распыливающих отверстий	шт.	8
Диаметр распыливающего отверстия	мм	0,1

Таблица 2

Схема моделируемой КС с задаваемыми параметрами $D_{кс}$ и $h_{кс}$ показана на рис. 2. Значения диаметра и глубины камеры сгорания приведены в табл. 4.

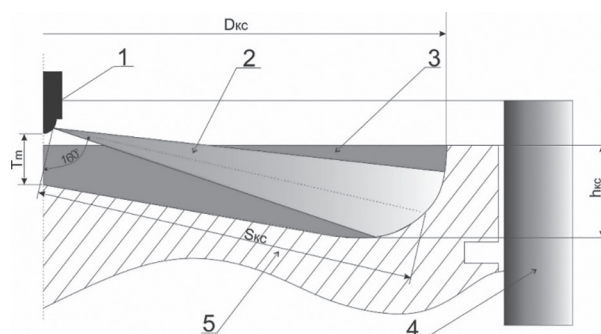


Рис. 2. Схема моделируемой камеры сгорания дизеля 1ЧН 12/13:

1 – распылитель; 2 – струя впрыскиваемого топлива; 3 – камера сгорания; 4 – стенка цилиндра; 5 – поршень

Fig. 2. Diagram of a simulated combustion chamber of a 1ChN 12/13 diesel engine: 1 – sprayer; 2 – a stream of injected fuel; 3 – combustion chamber; 4 – cylinder wall; 5 – piston

Задаваемая дифференциальная характеристика впрыскивания $dq/d\tau = f(\tau)$ представлена на рис. 3. Она соответствует давлению в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 300$ МПа и цикловой подаче топлива $Q_{ц} = 60$ мг.

Таблица 3

Параметры режима работы дизеля 1СН 12/13

Table 3. Parameters of 1CHN 12/13 diesel engine operating mode

Параметр	Размерность	Значение
Температура воздуха во впускном трубопроводе	К	307,00
Температура головки цилиндров	К	550,15
Температура верхней части поршня	К	575,15
Температура впрыскивания топлива	К	330,15
Температура стенки цилиндра	К	475,15

Таблица 4

Значения диаметра и глубины камеры сгорания в модели

Table 4. The values of the diameter and depth of the combustion chamber in the model

Вариант	$D_{\text{кc}}$ (мм)	$h_{\text{кc}}$ (мм)	T_m	$S_{\text{кc}}$
1	67	19,8	16,0	73,4
2	74	16,4	13,0	74,5
3	80	14,4	10,1	79,6
4	90	11,5	8,0	88,1
5	100	10,0	4,6	98,0

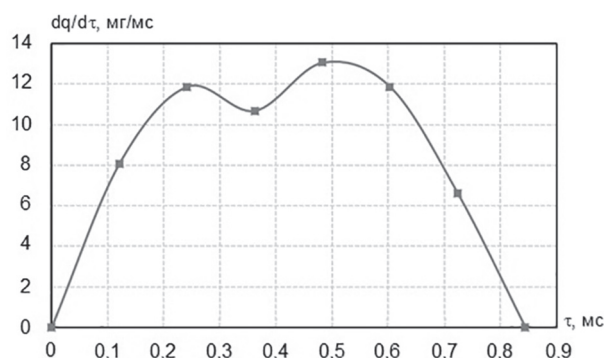


Рис. 3. Задаваемая дифференциальная характеристика впрыскивания ($p_{\text{ак}} = 300$ МПа; $Q_{\text{ц}} = 60$ мг)

Fig. 3. Settable injection differential characteristic ($p_{\text{ак}} = 300$ MPa; $Q_{\text{ц}} = 60$ mg)

Результаты исследования и обсуждение

Проверка модели 3D AVL Fire

Для проверки модели дизеля 1СН 12/13 (табл. 2 и 3), созданной в программе AVL Fire, проведено сравнение значений давления в цилиндре и скорости тепловыделения, полученных экспериментально и расчетно.

Базовые параметры КС (рис. 2) были приняты: $D_{\text{кc}} = 102$ мм; $h_{\text{кc}} = 10,2$ мм.

Согласно результатам, полученным в МАДИ [32], при среднем эффективном давлении $p_{\text{е}} = 0,9$ МПа, $n = 1400$ мин⁻¹ и угле опережения впрыскивания на $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ ПКВ

до ВМТ наибольшее давление p_{max} в цилиндре дизеля 1СН 12/13 составляет 10,2 МПа, максимальная скорость тепловыделения $(dQ/d\varphi)_{\text{max}} = 48$ Дж/°. Результаты сравнения между моделированием и экспериментом показаны на рис. 4.

Из результатов видно, что средняя ошибка между моделированием и экспериментом меньше, чем 6 %. Это позволяет использовать созданную модель для оценки воздействия различных параметров на рабочий процесс дизеля.

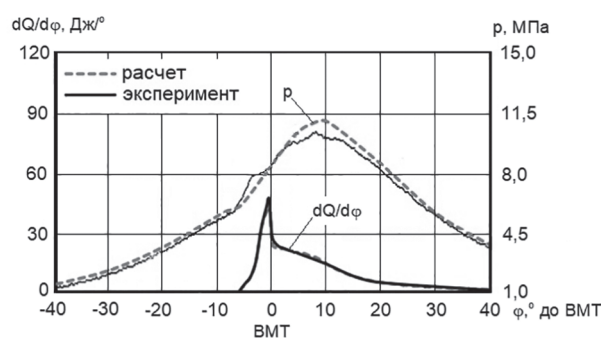


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных значений давления p в цилиндре дизеля 1СН 12/13 и скорости тепловыделения $dQ/d\varphi$ ($p_{\text{е}} = 0,9$ МПа; $n = 1400$ мин⁻¹, $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ ПКВ до ВМТ)

Fig. 4. Comparison of the calculated and experimental values of pressure p in the cylinder of a 1CHN 12/13 diesel engine and the rate of heat release $dQ/d\varphi$ ($p_{\text{е}} = 0,9$ MPa; $n = 1400$ min⁻¹, $\varphi_{\text{о.вп.}} = 23^\circ$ TC(PKV) до TDC)

*Влияние геометрических параметров
камеры сгорания и давления наддува
на характеристики струи
впрыскиваемого топлива*

Все расчетные исследования проведены при частоте вращения коленчатого вала $n = 1400$ мин⁻¹, давлении в топливном аккумуляторе $p_{ак} = 300$ МПа и давлениях при изменении p_k от 0,15 до 0,45 МПа с шагом изменения 0,1 МПа. Моделирование проводилось при изменении $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 10 при $\epsilon = 15,4$. Это соответствовало изменению $D_{кк}$ от 67 до 100 мм.

На рис. 5 и 6 показаны характеристики струй (топливо находится в жидкой фазе), где L – длина; ω – скорость; Θ – угол конуса.

На начальном этапе впрыскивания (до 0,05 мс) p_k и $D_{кк}/h_{кк}$ слабо влияют на процесс впрыскивания (рис. 5 и 6). После 0,1 мс на графиках L и ω наблюдаются колебания. Длина L ограничена испарением топлива и дальнейшим его движением в газообразном состоянии. При увеличении p_k максимальные значения длины струи L и ее скорости ω уменьшаются (рис. 5). Давление p_k определяет давление в цилиндре, которое при своем увеличении обеспечивает большее торможение струи. При этом возрастает число заторможенных капель на ее периферии и в оболочке, и ширина переднего фронта увеличивается – возрастает угол Θ .

Величины L и Θ наиболее сильно изменяются при переходе с давления наддува 0,15 на 0,25 МПа. В случае перехода p_k от 0,25 до 0,35 МПа отмеченные изменения не так существенны.

При увеличении $D_{кк}$ ($D_{кк}/h_{кк}$) параметры струи (топливо находится в жидкой фазе) мало изменяются (рис. 6). Причина в том, что давление в КС и давление впрыскивания не зависят от $D_{кк}/h_{кк}$ (т.к. $p_{ак}$, p_k и ϵ остаются неизменными). В условиях высокого наддува ($p_k = 0,45$ МПа) струя быстрее тормозится, а скорость смесеобразования повышается. Величина $D_{кк}/h_{кк}$ влияет на отмеченные колебания L и ω . С увеличением диаметра КС их максимальный размах повышается, притом, что с ростом p_k снижается (рис. 5).

В реальности, поскольку с изменением $D_{кк}/h_{кк}$ меняется угол наклона оси распыливающего отверстия относительно оси распылителя, при неизменной толщине стенки мыска распылителя изменяется длина его канала. Это влияет на возмущения, происходящие в потоке топлива, и воздействует на параметры струи.

Максимальная скорость струи ω во всех случаях (рис. 5 и 6) превышает скорость звука.

*Влияние геометрических параметров
камеры сгорания и давления наддува
на характеристики процесса сгорания*

На рис. 7–10 показаны зависимости коэффициента избытка воздуха α , максимальных значений давления p_{max} и температуры T_{max} цикла, максимальной скорости повышения давления $(dp/d\varphi)_{max}$ от величин $D_{кк}/h_{кк}$ и p_k .

При сохранении цикловой подачи топлива ($Q_{ц} = 60$ мг) с повышением p_k существенно увеличивается коэффициент избытка воздуха α (из-за увеличения количества воздуха, поступающего в цилиндр) и максимальное давление цикла p_{max} (рис. 8), определяемое ростом давления p_c в конце процесса сжатия. Значение α увеличилось в 2,84 раза, а p_{max} – в 2,1 раза при увеличении давления наддува с 0,15 до 0,45 МПа (рис. 7).

Соотношение $D_{кк}/h_{кк}$ не оказывает влияния на α и слабо воздействует на p_{max} (рис. 7 и 8), т.к. величина ϵ не меняется.

Поскольку повышение p_k положительно сказывается на скорости смесеобразования (максимальное значение L уменьшается, рис. 5), то $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} снижаются (рис. 9 и 10). Так, при $D_{кк}/h_{кк} = 10$ переход с давления наддува 0,15 на 0,45 МПа обеспечил падение $(dp/d\varphi)_{max}$ на 38 % и T_{max} на 9 %. Уменьшение $(dp/d\varphi)_{max}$ оказало положительное влияние на выбросы NO_x и шум от рабочего процесса дизеля. Рост p_k более значимо влияет на $(dp/d\varphi)_{max}$, чем на T_{max} . По мере увеличения p_k , особенно выше 0,35 МПа, его роль в снижении $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} ослабевает.

Наиболее высокие значения $(dp/d\varphi)_{max}$ и T_{max} достигаются при наименьшем диаметре КС (рис. 9 и 10) с наибольшей ее глубиной ($D_{кк}/h_{кк} = 3,4$), что связано с попаданием большего количества топлива на стенку цилиндра до момента самовоспламенения. Исключение по T_{max} составляет только $p_k = 0,15$ МПа.

По мере удаления стенки КС от мыска распылителя (увеличения $D_{кк}$) величина $(dp/d\varphi)_{max}$ уменьшается, а затем, при малых значениях наддува (0,15 и 0,25 МПа), не меняется. При $p_k = 0,45$ МПа наблюдается устойчивое снижение $(dp/d\varphi)_{max}$ с увеличением $D_{кк}$, оно составило 13 % при изменении $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 10. Также значимым было снижение $(dp/d\varphi)_{max}$ при $p_k = 0,25$ МПа в диапазоне значений $D_{кк}/h_{кк}$ от 3,4 до 5,6–12,5 %.

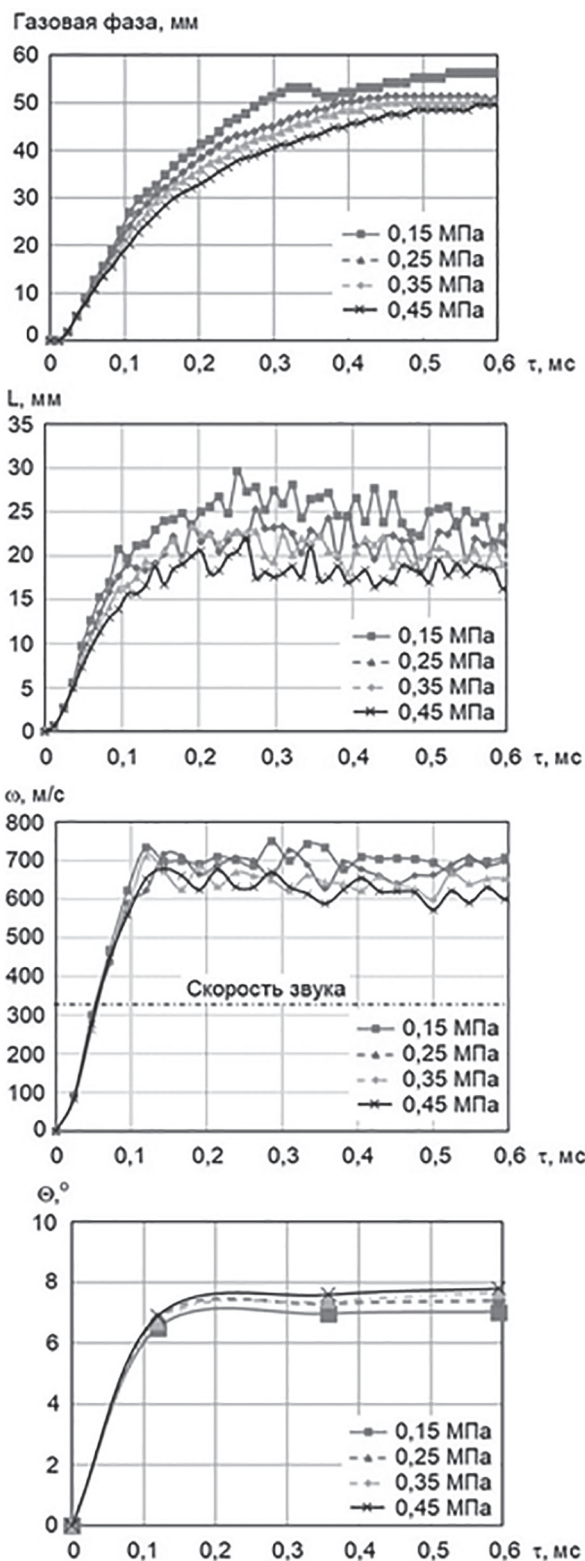


Рис. 5. Влияние давления наддува на характеристики струи дизеля 1СН 12/13: $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $D_{кc} = 100 \text{ мм}$

Fig. 5. Influence of boost pressure on the characteristics of the 1СН 12/13 diesel engine jet: $n = 1400 \text{ min}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $D_{кc} = 100 \text{ мм}$

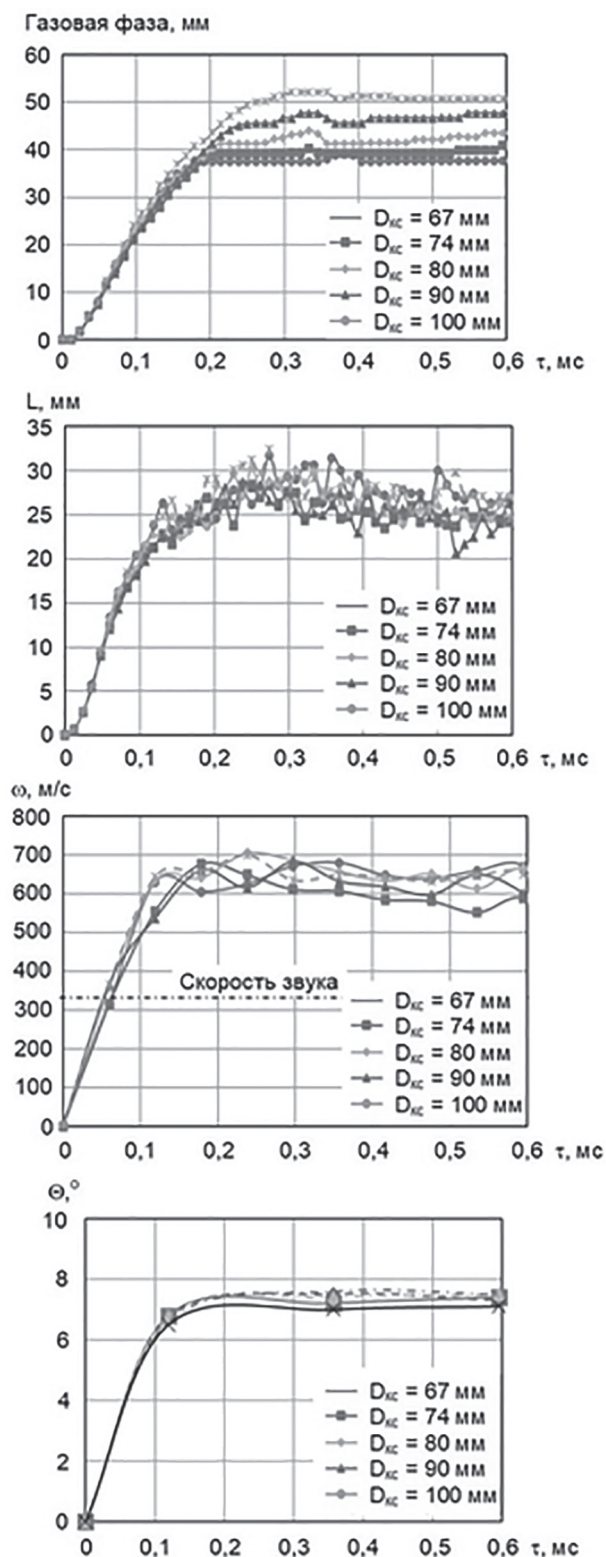


Рис. 6. Влияние геометрии камеры сгорания на характеристики струи дизеля 1СН 12/13: $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $p_{к} = 0,15 \text{ МПа}$

Fig. 6. Influence of the geometry of the combustion chamber on the characteristics of the 1СН 12/13 diesel engine jet: $n = 1400 \text{ min}^{-1}$; $p_{ак} = 300 \text{ МПа}$; $Q_{ц} = 60 \text{ мг}$; $p_{к} = 0,15 \text{ МПа}$

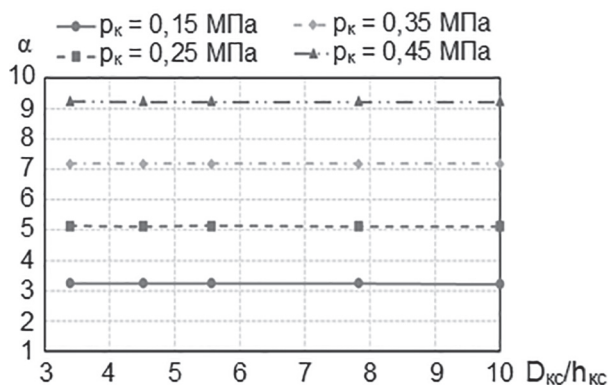


Рис. 7. Зависимость α от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 7. Dependence of α on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

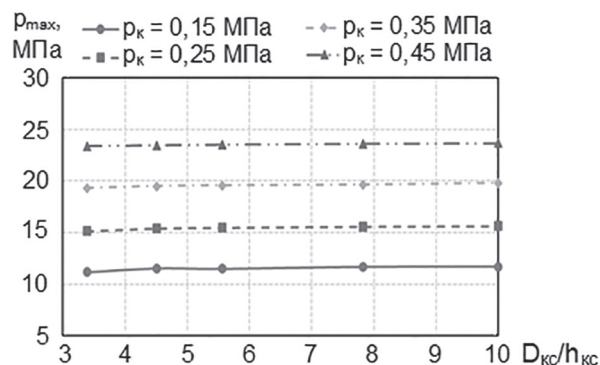


Рис. 8. Зависимость p_{max} от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 8. Dependence of p_{max} on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

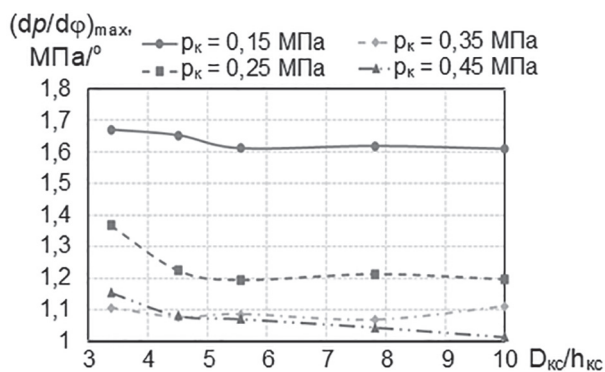


Рис. 9. Зависимость $(dp/d\phi)_{max}$ от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 9. Dependence of $(dp/d\phi)_{max}$ on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

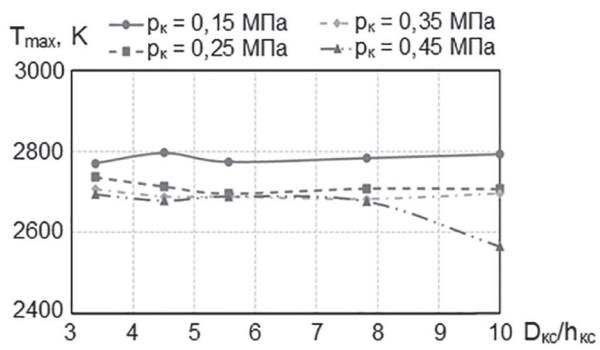


Рис. 10. Зависимость T_{max} от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ МПа)

Fig. 10. Dependence of T_{max} on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc} ($p_{ak} = 300$ MPa)

Для объяснения результатов, представленных на рис. 9 и 10, построены характеристики скорости тепловыделения (рис. 11) и распределения температуры в объеме над поршнем (рис. 12) при разных диаметрах КС.

Известно, что на струю топлива оказывают влияние следующие факторы:

- повышение p_{ak} (давления впрыскивания) увеличивает энергию (скорость) движения струи. В случае проведенного исследования она не влияет, т.к. p_{ak} поддерживался постоянным;
- повышение p_k и степени сжатия ϵ приводит к торможению струи (увеличению ширины ее переднего фронта) и образованию большего числа заторможенных капель на ее периферии и в ее оболочке: p_{ak} определяет энергию движения, а p_k определяет энергию торможения струи;
- повышение p_k увеличивает температуру рабочего тела в цилиндре, и струя быстрее прогревается и воспламеняется;

– чем больше диаметр камеры сгорания, тем длиннее путь струи и больше времени для ее прогрева, воспламенения и сгорания в объеме.

На рис. 12 видно, что при $p_k = 0,15$ МПа струя быстрее достигает стенки КС. Больше топлива попадает на стенку КС. Это топливо медленнее (видно по началу характеристик скорости тепловыделения на рис. 11) прогревается, испаряется с поверхности стенки КС, воспламеняется и горит вблизи нее. Процесс тепловыделения затягивается – это видно по концу характеристик скорости тепловыделения.

При $p_k = 0,25$ МПа больше топлива воспламеняется при движении струи, так как капли быстрее прогреваются и теряют скорость. В результате меньше (по сравнению с $p_k = 0,15$ МПа) топлива попадает на стенки КС (рис. 12) и они получают больше тепла от уже горящего

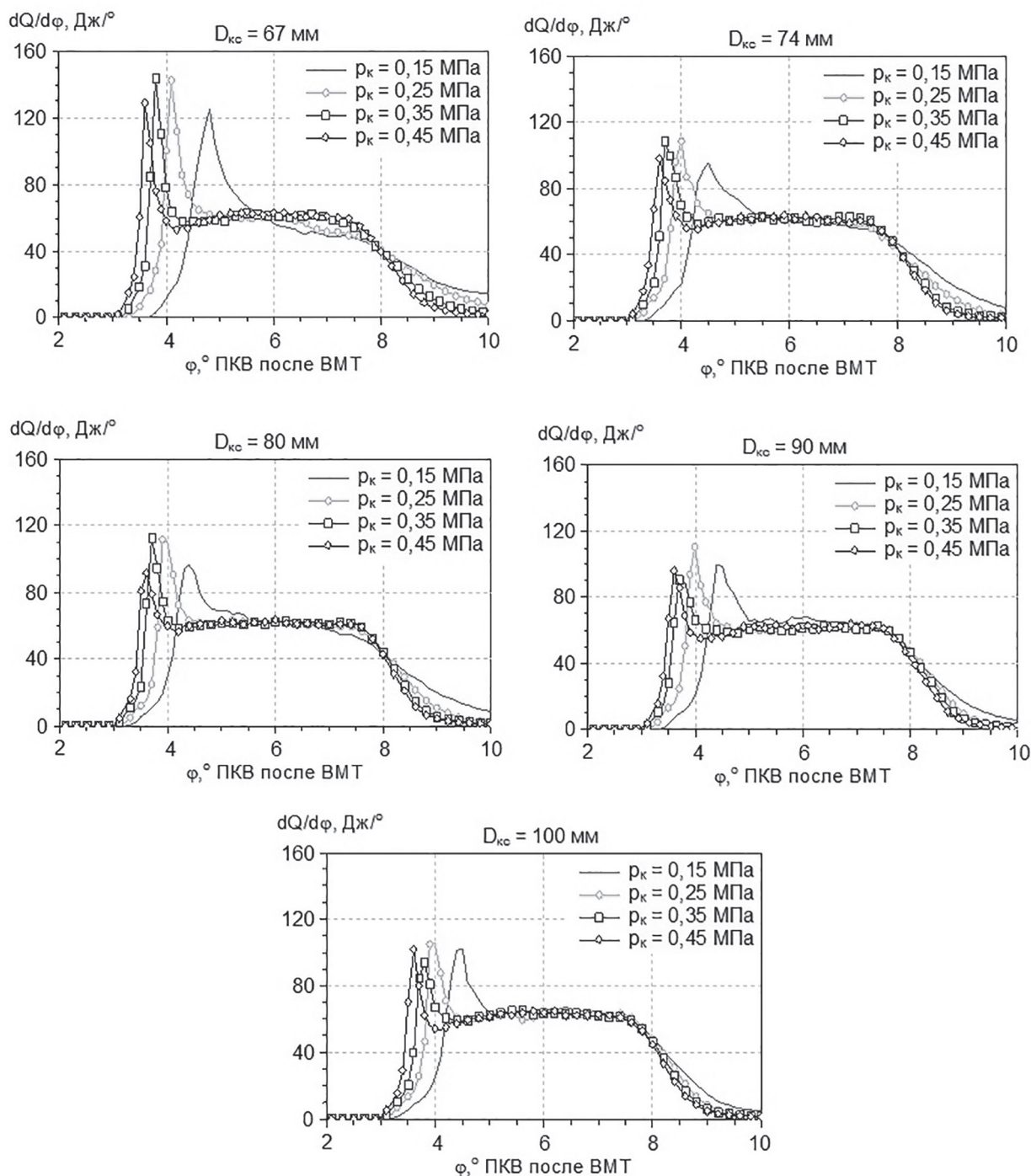


Рис. 11. Характеристики скорости тепловыделения при изменении диаметра камеры сгорания $D_{кc}$ и давления наддува p_k

Fig. 11. Characteristics of the rate of heat release with a change in the diameter of the combustion chamber $D_{кc}$ and boost pressure p_k

топлива в объеме. Капли на стенке КС быстрее испаряются и воспламеняются (более резкое начало тепловыделения, рис. 11). Однако длительность сгорания еще достаточно велика, хотя и значительно меньше, чем при $p_k = 0,15$ МПа.

С дальнейшим повышением p_k от 0,35 до 0,45 МПа больше топлива прогревается и воспламеняется в объеме и мало топлива попадает на стенку КС (рис. 12) – сгорание происходит быстрее: более резко начинается и быстрее завершается (рис. 11).

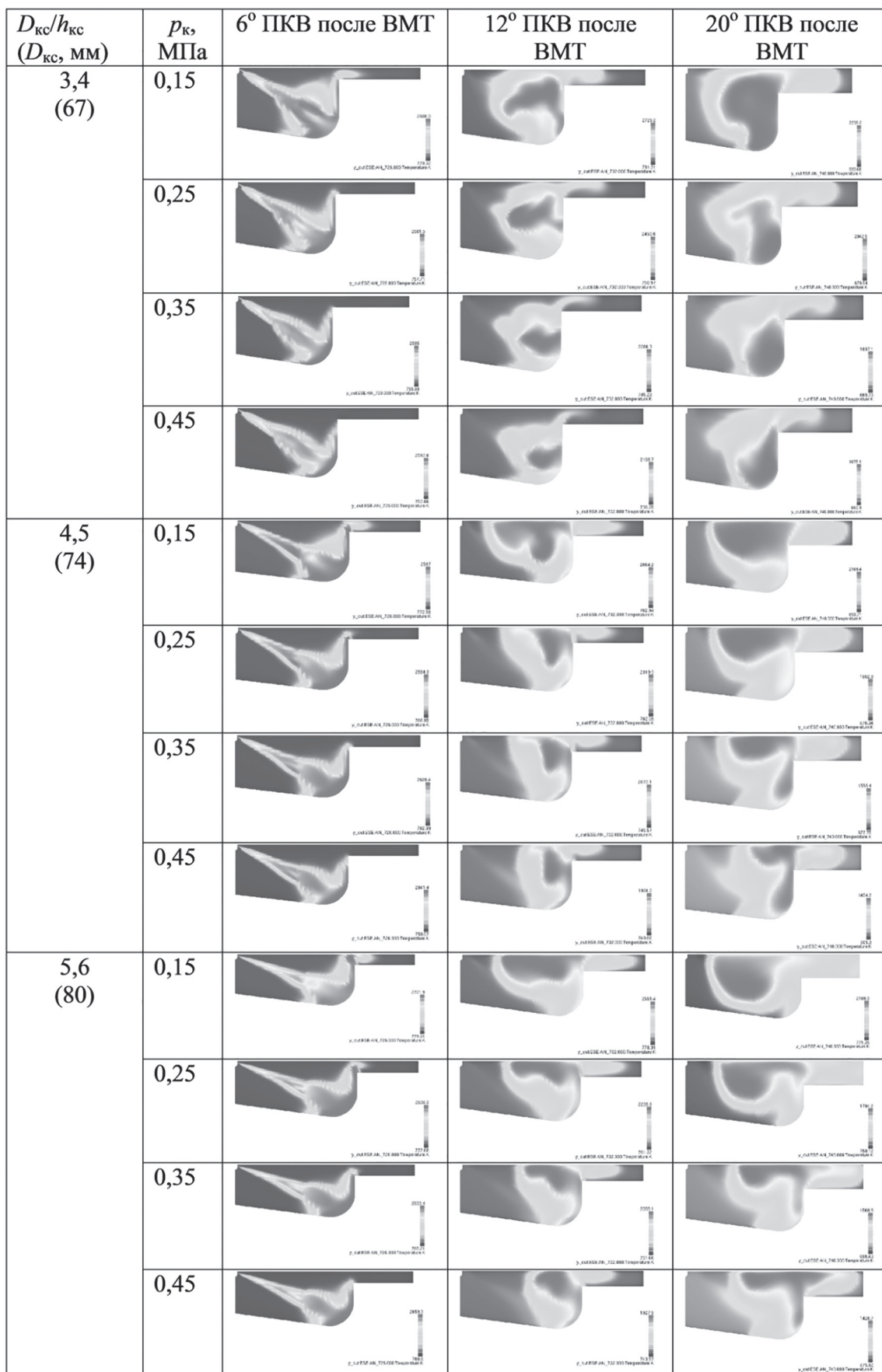


Рис. 12. Распределение температуры в объеме над поршнем
 Fig. 12. Temperature distribution in the volume above the piston

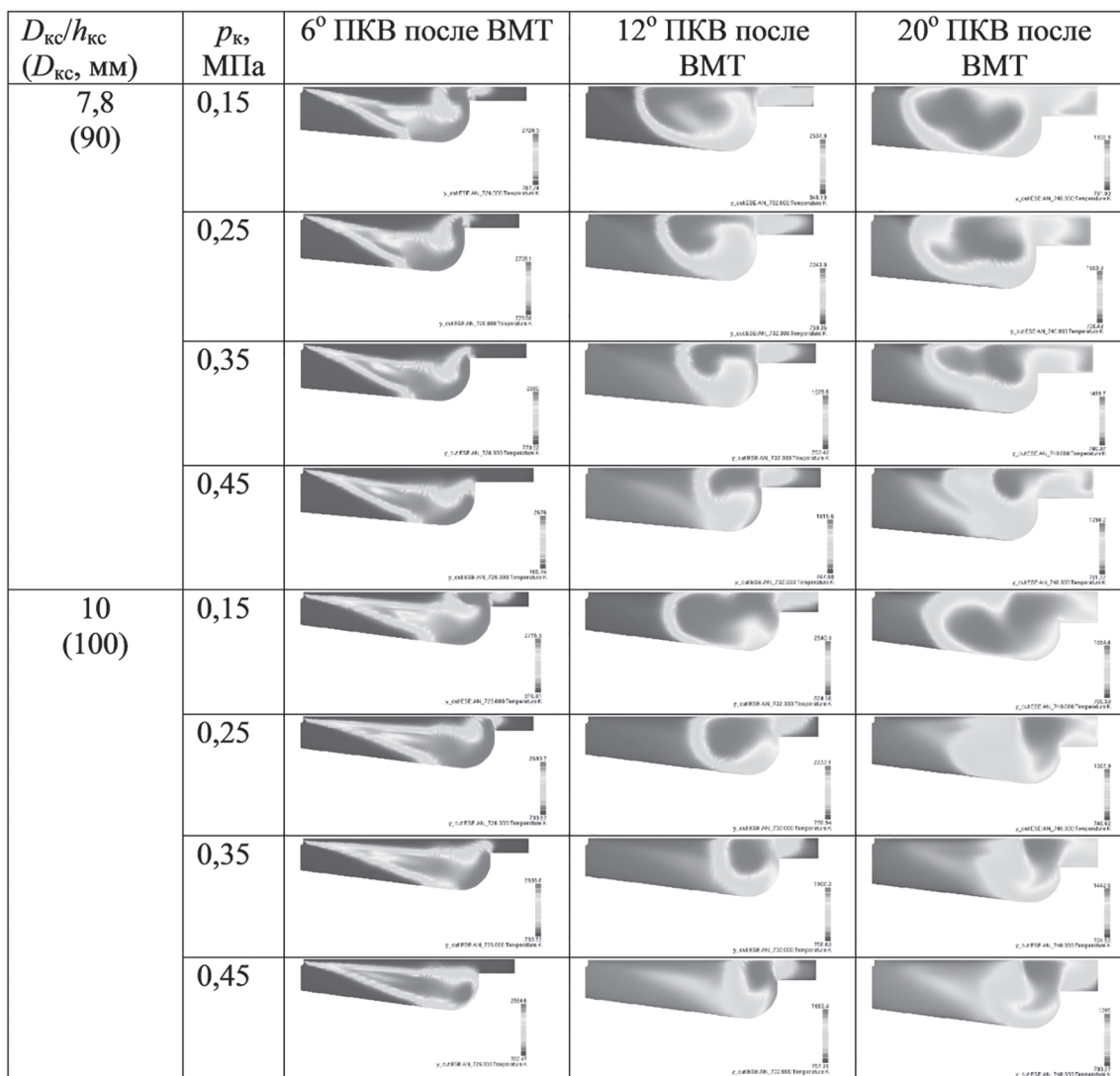


Рис. 12. Продолжение

The ending of Fig. 12

Таким образом, давление p_K выступает как средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе (объемное смесеобразование) и вблизи стенки КС (пристеночное смесеобразование). С повышением p_K увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

С повышением диаметра D_{KC} путь струи возрастает и больше требуется времени для ее прогрева, воспламенения и сгорания. Меньше топлива попадает на стенку и больше сгорает в условиях объемного смесеобразования, что особенно хорошо видно на примере малого давления наддува ($p_K = 0,15$ МПа) при сопо-

ставлении кривых тепловыделения для диаметров 67 и 100 мм (рис. 11).

Взаимное изменение D_{KC} и h_{KC} сильно влияет на форму и движение горящего облака в середине и в конце сгорания.

Экономические и технические показатели

Повышение давления наддува при всех D_{KC}/h_{KC} увеличивает индикаторную мощность N_i и снижает удельный индикаторный расход топлива g_i , так как при одинаковой цикловой подаче увеличение p_K приводит к росту максимального давления цикла, что при постоянстве рабочего хода приводит к большей работе расширения в заданном рабочем объеме (рис. 13 и 14).

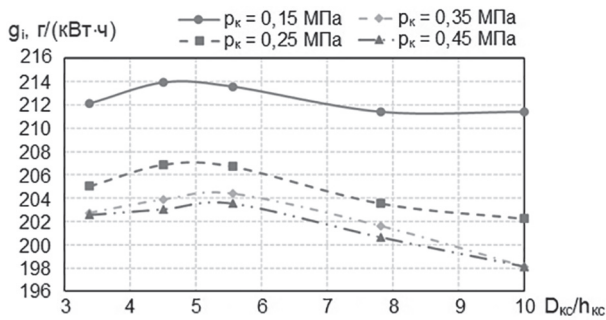


Рис. 13. Зависимость g_i от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 13. Dependence of g_i on changing of p_k and D_{kc}/h_{kc}

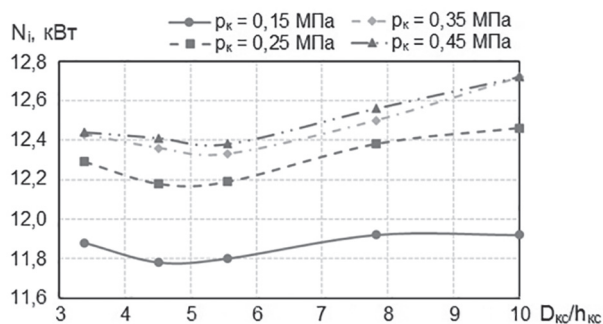


Рис. 14. Зависимость N_i от изменения p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 14. Dependence of N_i on changing of p_k и D_{kc}/h_{kc}

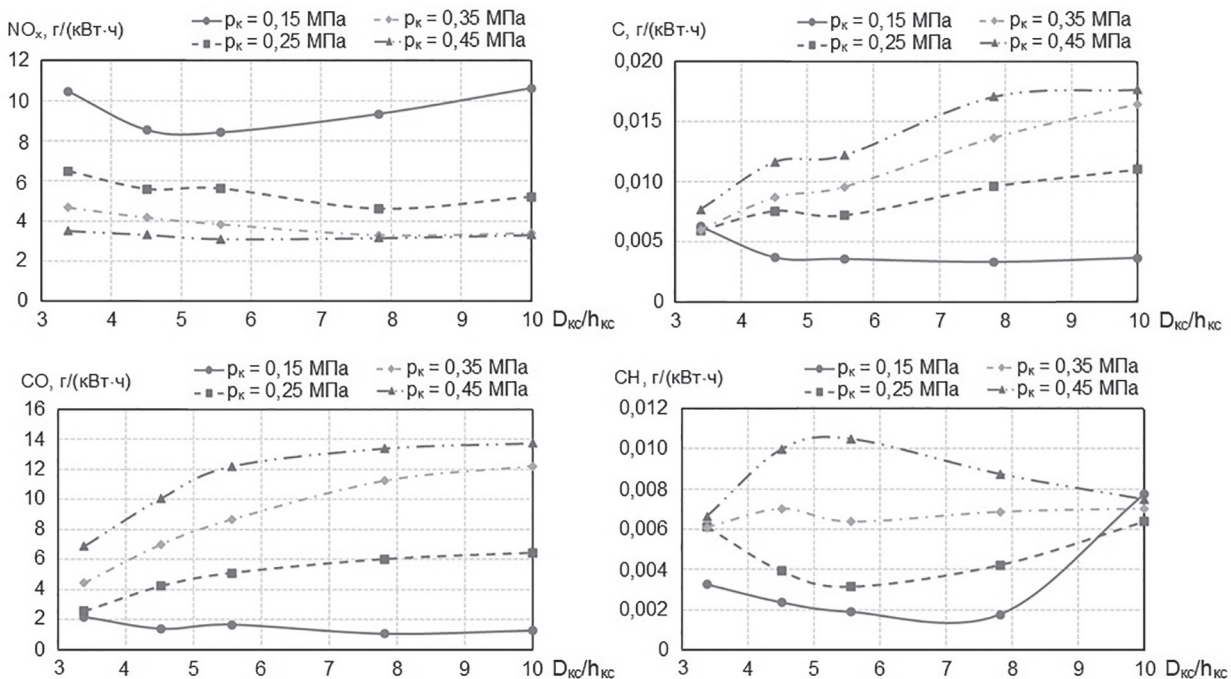


Рис. 15. Изменение содержания токсичных веществ и сажи в отработавших газах дизеля при изменении p_k и D_{kc}/h_{kc}

Fig. 15. Change in the content of toxic substances and soot in the exhaust gases of a diesel engine with a change in p_k and D_{kc}/h_{kc}

С ростом D_{kc}/h_{kc} сокращается задержка воспламенения (из-за увеличения доли объемного смесеобразования) и увеличивается количество тепла, отдаваемого в стенки КС. С другой стороны, сгорание происходит быстрее с обеспечением большей работы расширения. Наличие этих двух факторов определяют наличие перегибов в зависимостях N_i и g_i от D_{kc}/h_{kc} (присутствие оптимального значения D_{kc}/h_{kc}).

С повышением p_k процесс тепловыделения начинается раньше (рис. 11) и большее количество топлива сгорает в объеме КС. В результате оптимальное значение D_{kc}/h_{kc} смещается в сторону больших значений, а диапазон изменения N_i и g_i становится больше (рис. 13 и 14). При этом для 0,35 и 0,45 МПа характер изменения N_i и g_i отличается.

Характеристики выбросов

Изменение содержания токсичных веществ и сажи в отработавших газах дизеля при изменении p_k и D_{kc}/h_{kc} показано на рис. 15.

Причина снижения T_{max} и NO_x с ростом p_k – это уменьшение времени задержки воспламенения. Другая причина: увеличение p_k способствует увеличению массы рабочего тела, что приводит к росту α , снижению T_{max} (рис. 10) и NO_x (рис. 15). При высоком наддуве геоме-

трия КС мало влияет на NO_x , а при малом наддуве имеет смысл подбирать ее геометрию для сокращения выбросов оксидов азота.

С повышением p_k больше топлива концентрируется в меньшем объеме: плотность топлива в объеме струи повышается, а сама струя испытывает большее сопротивление движению. В результате меньше используется воздуха: облако горящего топлива (рис. 12) к концу сгорания меньше в размерах, что особенно хорошо видно на примере $D_{kc} = 90$ мм. Это приводит к росту оксида углерода CO, углеводородов СН и сажи (рис. 15).

Заключение

Проведено расчетное исследование совместного влияния геометрических параметров камеры сгорания D_{kc}/h_{kc} и давления наддува p_k на рабочий процесс дизеля при сверхвысоком давлении впрыскивания 300 МПа.

1. На начальном этапе впрыскивания (до 0,05 мс) с давлением 300 МПа величины p_k и D_{kc}/h_{kc} слабо влияют на процесс впрыскивания. После 0,1 мс на графиках L и Θ наблюдаются значимые изменения. Величины L и Θ наиболее сильно изменяются при переходе с давления наддува 0,15 на 0,25 МПа. В случае перехода p_k от 0,25 до 0,35 МПа отмеченные изменения не так существенны.

2. Давление наддува p_k – средство перераспределения количества топлива, сгорающего в струе и вблизи стенки КС. С повышением p_k увеличивается доля топлива, сгорающего в начале процесса сгорания в условиях объемного смесеобразования, при этом в конце процесса сгорания большая концентрация топлива находится у стенки КС.

3. По мере удаления стенки КС от мыска распылителя (увеличения D_{kc}) величина $(dp/d\varphi)_{\max}$ уменьшается, а затем, при малых значениях наддува (0,15 и 0,25 МПа) не меняется. При $p_k = 0,45$ МПа наблюдается устойчивое снижение $(dp/d\varphi)_{\max}$ с увеличением D_{kc} ; оно составило 13 % при изменении D_{kc}/h_{kc} от 3,4 до 10. Также значимым было снижение $(dp/d\varphi)_{\max}$ при $p_k = 0,25$ МПа в диапазоне значений D_{kc}/h_{kc} от 3,4 до 5,6–12,5 %.

Литература

1. Quynh N.T., Duc L.H. Study the effect of exhaust gas recirculation on the emission of diesel engines // The transport journal. 2015. Vol. 8. P. 78–81.

2. Дунин А.Ю. Совершенствование системы совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через одну форсунку: дис. ... канд. техн. наук. М., 2006. 196 с.
3. Мальчук В.И., Шатров М.Г., Дунин А.Ю. Система подачи альтернативных топлив в камеру сгорания дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 4. С. 34–37.
4. Дунин А.Ю., Горбачевский Е.В., Душкин П.В., Голубков Л.Н., Иванов И.Е. Влияние состава топлива на основе масел растительного происхождения на режим работы электрогидравлической форсунки // Транспорт на альтернативном топливе. 2017. № 4 (58). С. 48–58.
5. Delacourt E., Desmet B., Besson B. Characterization of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques // Fuel. 2005. Vol. 84. P. 859–867.
6. Дунин А.Ю., Душкин П.В. Результаты испытаний аккумуляторных топливных систем дизелей с давлением впрыскивания до 300 МПа // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2016. № 1 (106). С. 80–88. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-80-88.
7. Shatrov M.G., Dunin A.Y., Quynh N.T. Effect of boost pressure on the diesel performance and gaseous emission with fuel spray pressure up to 3000 bar // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 832. P. 012083. DOI: 10.1088/1757-899X/832/1/012083.
8. Nandha K., Abraham J. Dependence of Fuel Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early Injection Diesel Engine // SAE paper. 2002. No 2002-01-0944. 12 p.
9. Li J., Yang W.M., An H., Maghbouli A., Chou S.K. Effect of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines // Fuel. 2014. Vol. 120. P. 66–73.
10. De Risi A., et al. Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engine // SAE paper. 2003. No 2003-01-1064. 10 p.
11. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2017. Vol. 8, Issue 11. P. 676–690.
12. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. The new generation of common rail fuel injection system for Russian locomotive diesel engines // Pollution Research. 2017. Vol. 36 (3), P. 678–684.

13. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Sinyavski V.V. A control method of fuel distribution by combustion chamber zones and its dependence on injection conditions // *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 5. P. 1425–1434. DOI: 10.2298/TSCI18S5425S.
14. Дунин А.Ю., Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Яковенко А.Л. Организация ступенчатой характеристики впрыскивания топлива управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2020. № 1 (718). С. 32–42. DOI: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42.
15. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.U., Yakovenko A.L. The influence of location of input edges of injection holes on hydraulic characteristics of injector the diesel fuel system // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Vol. 11. No. 20. P. 10267–10273.
16. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Skorodelov S.D., Dunin A.U., Sinyavski V.V., Yakovenko A.L. Simulation of fuel injection through a nozzle having different position of the spray holes // *Periodicals of Engineering and Natural Sciences*. 2019. Vol. 7. No. 1. P. 458–464.
17. Iakovenko A., Dunin A., Dushkin P., Savastenko E., Shatrov M. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine // *Energies*. 2019. Vol. 12. Issue 14. P. 2689. DOI: 10.3390/EN12142689.
18. Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Yakovenko A.L. Using simulation for development of the systems of automobile gas diesel engine and its operation control // *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7 (2.28). P. 288–295.
19. Шатров М.Г., Синявский В.В., Дунин А.Ю., Шишлов И.Г., Вакуленко А.В. Разработка систем питания и управления высоко- и среднеоборотного газодизелей // 8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сборник трудов Международной научнотехнической конференции, Москва, 31 января 2019 г. М.: МАДИ, 2019. С. 55–70.
20. Sinyavski V.V., Shatrov M.G., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Results of Simulation and Experimental Research of Automobile Gas Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. С. 8706756. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706756.
21. Wloka J.A., Pflaum S., Wachtmeister G. Potential and challenges of a 3000 bar common-rail injection system considering engine behavior and emission level. SAE Technical Papers. 2010. 13 p.
22. Johnson J.E., Yoon S.H., Naber J.D., Lee S.-Y., Hunter G., Truemner R., Harcombe T. Characteristics of 3000 bar diesel spray injection under non-vaporizing and vaporizing conditions // ICLASS 2012. 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, German. 2012. 13 p.
23. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y., Dushkin P.V. Pressure Oscillations as a Factor Affecting the Management of the Fuel Injection Process in the Combustion Chamber of a Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. С. 8706808. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706808.
24. Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю., Душкин П.В. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре Common Rail при многократном впрыскивании // *Журнал автомобильных инженеров*. 2016. № 2 (97). С. 16–18.
25. Шатров М.Г., Дунин А.Ю., Горбачевский Е.В. Влияние гидродинамических волновых эффектов на процесс топливоподачи при многократном впрыскивании // Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. Материалы V международной научно-практической конференции, Горловка, 22 мая 2019 г. Горловка: АДИ ДОННТУ, 2019. С. 131–135.
26. Mahr B. Future and potential of diesel injection systems. conference on thermo- and fluid-dynamic processes in diesel engines // *Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2002*. P. 3–17.
27. Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles. committee to assess fuel economy technologies for medium- and heavy-duty vehicles // National Academies Press (NAP). 2010. Washington, DC: http://books.nap.edu/catalog.php?record_id=12845 (дата обращения 10.11.2020).
28. Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J., Soare V. Study of the influence of geometrical and injection parameters on diesel sprays characteristics in isothermal conditions // SAE technical paper. 2005. No 2005-010913. 10 p.
29. Zhang G., Qiao X., Miao X., Hong J., Zheng J. Effects of highly dispersed spray nozzle on fuel injection characteristics and emissions of heavy-duty diesel engine // *Fuel*. 2012. Vol. 102. P. 666–673.

30. Kaario O., Vuorinen V., Hulkkonen T., Keskinen K., Nuutinen M., Larimi M., Tanner F.X. Large eddy simulation of high gas density effects in fuel sprays // *Atomization Spray*. 2013. No 23 (4). P. 297–325.
31. AVL-FIRE 2014 Combustion Module v2014 // AVL. 2014. 101 p.
32. Алексеев А.Б. Совершенствование показателей дизелей грузовых автомобилей выбором камеры сгорания и оптимизацией топливной аппаратуры: дис. ... канд. техн. наук. М., 2010. 177 с.

References

1. Quynh N.T., Duc L.H. Study the effect of exhaust gas recirculation on the emission of diesel engines // *The transport journal*. 2015. Vol. 8. P. 78–81.
2. Dunin A.YU. Sovershenstvovaniye sistemy sovmestnoy podachi dvukh topliv v kameru sgoraniya dizelya cherez odnu forsunku: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the system of joint supply of two fuels to the combustion chamber of a diesel engine through one injector: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow, 2006. 196 p.
3. Mal'chuk V.I., Shatrov M.G., Dunin A.YU. The system for supplying alternative fuels to the diesel combustion chamber. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 2007. No 4, pp. 34–37 (in Russ.).
4. Dunin A.YU., Gorbachevskiy YE.V., Dushkin P.V., Golubkov L.N., Ivanov I.E. Influence of the composition of a fuel based on vegetable oils on the operating mode of an electro-hydraulic injector. *Transport na al'ternativnom toplive*. 2017. No 4 (58), pp. 48–58 (In Russ.).
5. Delacourt E., Desmet B., Besson B. Characterization of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques // *Fuel*. 2005. Vol. 84. P. 859–867.
6. Dunin A.YU., Dushkin P.V. Test results of accumulator fuel systems of diesel engines with injection pressure up to 300 MPa. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Bauman. Seriya Mashinostroyeniye*. 2016. No 1 (106), pp. 80–88 (In Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-80-88.
7. Shatrov M.G., Dunin A.Y., Quynh N.T. Effect of boost pressure on the diesel performance and gaseous emission with fuel spray pressure up to 3000 bar // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 832. P. 012083. DOI: 10.1088/1757-899X/832/1/012083.
8. Nandha K., Abraham J. Dependence of Fuel Air Mixing Characteristics on Injection Timing in an Early Injection Diesel Engine // *SAE paper*. 2002. No 2002-01-0944. 12 p.
9. Li J., Yang W.M., An H., Maghbouli A., Chou S.K. Effect of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines // *Fuel*. 2014. Vol. 120. P. 66–73.
10. De Risi A., et al. Optimization of the combustion chamber of direct injection diesel engine // *SAE paper*. 2003. No 2003-01-1064. 10 p.
11. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Yu., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector // *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2017. Vol. 8, Issue 11. P. 676–690.
12. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.U., Dushkin P.V., Yakovenko A.L. The new generation of common rail fuel injection system for Russian locomotive diesel engines // *Pollution Research*. 2017. Vol. 36 (3), P. 678–684.
13. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Sinyavski V.V. A control method of fuel distribution by combustion chamber zones and its dependence on injection conditions // *Thermal Science*. 2018. Vol. 22, No. 5. P. 1425–1434. DOI: 10.2298/TSCI18S5425S.
14. Dunin A.YU., Shatrov M.G., Golubkov L.N., Yakovenko A.L. Organization of the staged characteristics of fuel injection by controlling the electrical impulse entering the electromagnet of the injector of the accumulator fuel system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2020. No 1 (718), pp. 32–42 (In Russ.). DOI: 10.18698/0536-1044-2020-1-32-42.
15. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Dunin A.U., Yakovenko A.L. The influence of location of input edges of injection holes on hydraulic characteristics of injector the diesel fuel system // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Vol. 11. No. 20. P. 10267–10273.
16. Shatrov M.G., Malchuk V.I., Skorodelov S.D., Dunin A.U., Sinyavski V.V., Yakovenko A.L. Simulation of fuel injection through a nozzle having different position of the spray holes // *Periodicals of Engineering and Natural Sciences*. 2019. Vol. 7. No. 1. P. 458–464.
17. Yakovenko A., Dunin A., Dushkin P., Savastenko E., Shatrov M. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine // *Energies*. 2019. Vol. 12. Issue 14. P. 2689. DOI:10.3390/EN12142689.
18. Shatrov M.G., Sinyavski V.V., Dunin A.Yu., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Yakovenko A.L. Using

- simulation for development of the systems of automobile gas diesel engine and its operation control // *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. № 7(2.28). P. 288–295.
19. Shatrov M.G., Sinyavskiy V.V., Dunin A.YU., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Development of power supply and control systems for high and medium speed gas diesel engines. 8-e Lukaninskiye chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sbornik trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, Moscow, 31 yanvarya 2019 g. [8th Lukanin Readings. Problems and prospects for the development of the motor transport complex: collection of proceedings of the international scientific and technical conference; Moscow, January 31, 2019] Moscow: MADI Publ., 2019, pp. 55–70 (In Russ.).
20. Sinyayski V.V., Shatrov M.G., Dunin A.Y., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. Results of Simulation and Experimental Research of Automobile Gas Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. S. 8706756. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706756.
21. Wloka J.A., Pflaum S., Wachtmeister G. Potential and challenges of a 3000 bar common-rail injection system considering engine behavior and emission level. SAE Technical Papers. 2010. 13 p.
22. Johnson J.E., Yoon S.H., Naber J.D., Lee S.-Y., Hunter G., Truemner R., Harcombe T. Characteristics of 3000 bar diesel spray injection under non-vaporizing and vaporizing conditions // ICLASS 2012. 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, German. 2012. 13 p.
23. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.Y., Dushkin P.V. Pressure Oscillations as a Factor Affecting the Management of the Fuel Injection Process in the Combustion Chamber of a Diesel Engine // 2019 systems of signals generating and processing in the field of on board communications. Proceedings Paper. 2019. S. 8706808. DOI: 10.1109/SOSG.2019.8706808.
24. Shatrov M.G., Golubkov L.N., Dunin A.YU., Dushkin P.V. Experimental study of hydrodynamic effects in common rail fuel equipment with multiple injection. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2016. No 2 (97), pp. 16–18 (In Russ.).
25. Shatrov M.G., Dunin A.YU., Gorbachevskiy YE.V. Influence of hydrodynamic wave effects on the fuel supply process with multiple injection. Nauchno-tekhnicheskiye aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Materialy V mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Gorlovka, 22 maya 2019 g. [Scientific and technical aspects of the development of the motor transport complex. Materials of the V International scientific and practical conference; Gorlovka, May 22, 2019] Gorlovka: ADI DONNTU, 2019, pp. 131–135 (In Russ.).
26. Mahr B. Future and potential of diesel injection systems. conference on thermo- and fluid-dynamic processes in diesel engines // *Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2002*. P. 3–17.
27. Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles. committee to assess fuel economy technologies for medium- and heavy-duty vehicles // National Academies Press (NAP). 2010. Washington, DC: http://books.nap.edu/catalog.php?record_id=12845 (data obrashcheniya 10.11.2020).
28. Desantes J.M., Payri R., Salvador F.J., Soare V. Study of the influence of geometrical and injection parameters on diesel sprays characteristics in isothermal conditions // SAE technical paper. 2005. No 2005-010913. 10 r.
29. Zhang G., Qiao X., Miao X., Hong J., Zheng J. Effects of highly dispersed spray nozzle on fuel injection characteristics and emissions of heavy-duty diesel engine // *Fuel*. 2012. Vol. 102. P. 666–673.
30. Kaario O., Vuorinen V., Hulkkonen T., Keskinen K., Nuutinen M., Larmi M., Tanner F.X. Large eddy simulation of high gas density effects in fuel sprays // *Atomization Spray*. 2013. No 23(4). P. 297–325.
31. AVL-FIRE 2014 Combustion Module v2014 // AVL. 2014. 101 p.
32. Alekseyev A.B. Sovershenstvovaniye pokazateley dizeley gruzovykh avtomobiley vyborom kamery sgoraniya i optimizatsiyey toplivnoy apparatury: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of indicators of diesel engines of trucks by choosing a combustion chamber and optimization of fuel equipment: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Moscow, 2010. 177 p.