

УДК 621.436.038

DOI: 10.18698/0536-1044-2018-6-59-67

К вопросу о качестве распыливания топлива клапанными и многосопловыми форсунками дизельных двигателей

Ю.Е. Хрящёв, Л.Л. Иванов, А.П. Перепелин, О.Н. Соколов

Ярославский государственный технический университет, 150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 88

On the Issue of the Degree of Fuel Atomization by Means of Valve and Multi-Nozzle Injectors of Internal Combustion Engines

Y.E. Khryashchov, L.L. Ivanov, A.P. Perepelin, O.N. Sokolov

Yaroslavl State Technical University, 150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88



e-mail: khr.u.e@mail.ru, LevLeonid41@yandex.ru, otkol1@mail.ru, sokol208@mail.ru



Рассмотрены методы и средства улучшения качества распыливания топлива в камерах сгорания дизельных двигателей. Воспламенению и горению горючей смеси, осуществляемому в газовой фазе, предшествуют испарение топлива, смешивание его с воздухом и прогрев горючей смеси. Основными факторами, влияющими на эти процессы, являются физические характеристики топлива, температура среды, относительная скорость движения воздуха и частиц топлива, время испарения топлива, а также поверхность испарения как функция мелкости распыливания топлива. Показано, что определяющее влияние на прогрев, испарение и сгорание топлива оказывает суммарная поверхность капель распыленного топлива. Применение клапанного распылителя способствует улучшению качества распыливания топлива через кольцевую щель за счет уменьшения наименьшего размера распыливающего сечения.

Ключевые слова: дизельный двигатель, качество распыливания топлива, топливная форсунка, клапанный распылитель, многосопловой распылитель



Methods and means of improving the quality of fuel atomization in combustion chambers of diesel engines are considered in this work. Ignition and combustion of the combustible mixture, carried out in the gas phase, are preceded by evaporation of the fuel, mixing it with air and heating the combustible mixture. The main factors influencing these processes are the fuel physical characteristics, ambient temperature, relative velocity of air and fuel particles, fuel evaporation time and surface evaporation as a function of fuel atomization fineness. It is shown, that the total surface of the sprayed fuel drops has a decisive impact on fuel heating, evaporation and combustion. The use of a valve atomizer contributes to improving the quality of fuel atomization through an annular slot by reducing the minimum size of the spray section.

Keywords: diesel engine, degree of fuel atomization, fuel injector, valve atomizer, multi-nozzle injector

Повышение давления впрыскивания топлива в рабочий цилиндр дизельного двигателя через топливную форсунку способствует улучшению качества его распыливания. В связи с этим при конструировании новых моделей и в современных образцах дизелей уровня Euro 5 используется все более высокое давление впрыскивания, и наблюдается тенденция его увеличения вплоть до 300 МПа [1, 2].

Помимо широко распространенного способа повышения давления в аккумуляторе системы топливоподдачи типа Common Rail существует и другой метод с применением энергии гидравлического удара, вызванного отражением волны разрежения от аккумулятора [3]. Идею использования энергии гидравлического удара можно реализовать также путем разгона топлива в топливном трубопроводе при многократном отражении волн давления от открытого на его конце клапана. При закрытии клапана происходит резкий рост давления, что позволяет получить давление впрыскивания, например, бензина порядка 20 МПа [3]. Этот процесс полностью описывается теорией гидравлического удара Н.Е. Жуковского [4].

Известна и другая схема реализации гидравлического удара, возникающего в топливе вследствие воздействия на него импульса, создаваемого быстродействующим электромагнитом. В результате давление топлива дополнительно повышается по сравнению с таковым в аккумуляторе. В этой динамической системе, оснащенной топливной форсункой, аналогичной форсунке А.В. Голубева [5, 6], имеющей распылитель с клапаном, открывающимся в направлении движения топлива и закрывающимся за счет давления гидрозатора (давления топлива в аккумуляторе), высокое давление создается и поддерживается только в процессе впрыскивания в объеме распылителя, т. е. там, где проводится впрыскивание. Таким образом, время существования высокого давления топлива в распылителе топливной форсунки сопоставимо с продолжительностью впрыскивания. При этом практически одновременно с созданием высокого давления происходит открытие клапана, а имеющее место некоторое запаздывание открытия определяется деформациями деталей и перемещениями волн давления в распылителе.

Современные исследования показывают [7–9], что улучшение качества распыливания топлива путем дальнейшего повышения давления впрыскивания близко к своему пределу. По-

этому в настоящее время ведется поиск новых физических приемов подготовки топлива и организации на их основе новых рабочих циклов, например процесса HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) [10], базирующегося на идее достижения гомогенности горючей смеси.

Анализ диффузионной стадии процессов воспламенения и горения, включающей в себя распределение топлива в камере сгорания, его испарение и смешивание его паров с воздухом позволяет предположить, что проблема получения гомогенной горючей смеси в рабочем цилиндре может быть решена только при полном испарении топлива, т. е. при реализации смесеобразования на молекулярном уровне. Установлено [11], что воспламенение и горение горючей смеси осуществляются в газовой фазе, и что им предшествуют испарение топлива, его смешивание с воздухом, прогрев горючей смеси до температур, гарантирующих достаточную интенсивность реакции.

Очевидно, что для реализации и традиционного, и нового способа протекания рабочих циклов необходимо обеспечить высокое качество распыливания топлива. В дизельном двигателе распыливание топлива проводится с помощью топливных форсунок, оснащенных многосопловыми (МСР), штифтовыми и клапанными распылителями (КР). Если впрыскиванию и распыливанию топлива с помощью МСР и штифтовых распылителей посвящено довольно большое количество работ [7–9], то КР исследованы недостаточно.

Цель работы — изучение возможности улучшения качества распыливания топлива с помощью КР при сопоставлении с характеристиками распыливания МСР.

Основными факторами, определяющими процессы испарения жидкого углеводородного топлива, являются его физические характеристики, температура среды, относительная скорость движения воздуха и частиц топлива, время испарения, а также поверхность испарения как функция мелкости распыливания топлива. Причем последние два фактора имеют решающее значение [1, 2].

Простой расчет суммарной поверхности капель для цикловой подачи $q_{ц} = 100 \text{ мм}^3$ при условии их одинаковости позволил выявить зависимость числа и суммарной поверхности капель от их диаметра (табл. 1). Значения, выделенные в табл. 1 жирным шрифтом, являются характерными для дизельных двигателей.

Таблица 1
Зависимость числа и суммарной поверхности
капель от их диаметра

Диаметр капли D_k , мм	Число капель n	Суммарная поверхность капель ΣS_k , м ²
$1 \cdot 10^{-1}$	$\sim 200 \cdot 10^3$	$\sim 0,006$
$1 \cdot 10^{-2}$	$\sim 200 \cdot 10^6$	$\sim 0,06$
$1 \cdot 10^{-3}$	$\sim 200 \cdot 10^9$	$\sim 0,6$
$1 \cdot 10^{-4}$	$\sim 200 \cdot 10^{12}$	~ 6

Рассматриваемые процессы прогрева, испарения и диффузионного сгорания углеводородного топлива хорошо иллюстрируются расчетом [12] для капель солярового масла плотностью 900 кг/м³ при температуре окружающей среды 1 470 К. Результаты расчета приведены в табл. 2, где t_n — время прогрева холодных капель жидкого топлива до достижения на их поверхности температуры кипения; $t_{и}$ — время испарения капель топлива в газовом потоке; $t_{д.с}$ — время диффузионного сгорания капель топлива. Полученные в работе [12] данные были экстраполированы для диаметра капли $D_k = 0,001$ и $0,0001$ мм (в табл. 2 эти данные выделены жирным шрифтом), так как очевидно, что среди них определяющим является фактор поверхности капли.

В табл. 3 приведены значения суммарного времени прогрева, испарения и диффузионного сгорания капель топлива Σt для их характерных диаметров D_k (см. табл. 1), а также значения угла поворота коленчатого вала ϕ при его частоте вращения 2 000 мин⁻¹, соответствующего этому времени.

Значения суммарного времени Σt и угла поворота коленчатого вала ϕ при диаметре капель $D_k \approx 0,01$ мм, характерном для современных автомобильных дизельных двигателей, при всех условностях расчета соответствуют периоду задержки их воспламенения.

Предлагая способ ударного процесса повышения давления топлива [5, 6] для дизельных двигателей, уместно сравнить КР с МСР, оснащенным запирающей иглой. У МСР в процессе нагнетания топливо преодолевает два дросселирующих сечения: под иглой и в сопловых отверстиях (СО), а КР имеет только одно дросселирующее сечение — кольцевую щель между конусами корпуса и клапана. По сравнению с МСР КР обладает существенно большим темпом нарастания эффективного проходного се-

чения в функции величины подъема клапана распылителя, поэтому необходимые перемещения клапана значительно меньше, чем таковые у иглы [13]. Последнее обстоятельство в совокупности с применением эффекта гидравлического удара обуславливает два основных фактора, влияющих на мелкость распыливания топлива. Первый связан с повышением давления впрыскивания топлива, второй — с уменьшением одного из размеров распыливающего проходного сечения (т. е. при той же самой его площади).

Известное положение, определяющее организацию процессов смесеобразования в современном высокофорсированном дизельном двигателе, предполагает использование маловихревой камеры сгорания неразделенного типа в сочетании с увеличенными числом СО и давлением впрыскивания [2]. Однако большее число СО при условии сохранения эффективного проходного сечения распылителя приводит к уменьшению диаметра отдельно взятого СО и, соответственно, размера распыливающего сечения, которое имеет свои пределы при обработке отверстий в стали, ограниченные техно-

Таблица 2
Значения времени t_n , $t_{и}$ и $t_{д.с}$ для капель
солярового масла плотностью 900 кг/м³
при температуре окружающей среды 1 470 К

Диаметр капли D_k , мм	Время, с		
	t_n	$t_{и}$	$t_{д.с}$
2	$1,2 \cdot 10^{-1}$	3,2	2,7
1	$3,1 \cdot 10^{-2}$	1,2	0,8
0,1	$3,1 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$0,8 \cdot 10^{-2}$
0,01	$3,1 \cdot 10^{-6}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$0,8 \cdot 10^{-4}$
0,001	$3,1 \cdot 10^{-8}$	$1,2 \cdot 10^{-6}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$
0,0001	$3,1 \cdot 10^{-10}$	$1,2 \cdot 10^{-8}$	$0,8 \cdot 10^{-8}$

Таблица 3
Значения суммарного времени Σt
и соответствующего ему угла поворота
коленчатого вала ϕ
при частоте вращения 2 000 мин⁻¹

Диаметр капли D_k , мм	Суммарное время Σt , с	Угол поворота коленчатого вала ϕ , град
0,1	$2,031 \cdot 10^{-2}$	260
0,01	$2,186 \cdot 10^{-4}$	2,6
0,001	$2,186 \cdot 10^{-6}$	0,026

Таблица 4

Сравнение параметров распылителей форсунок

МСР (серийный)		КР (экспериментальный)	
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Эффективное проходное сечение $\Sigma\mu f_{CO}$, мм ²	0,134	Эффективное проходное сечение $\Sigma\mu f_k$, мм ²	0,134
Диаметр СО d_{CO} , мм	0,2	Размер образующей боковой поверхности усеченного конуса (размер условного СО) d_k , мм	0,018
Длина СО l_{CO} , мм	~0,8	Длина клапанной щели l_k , мм	~0,4
Отношение l_{CO}/d_{CO}	4	Отношение l_k/d_k	~22
Площадь поперечного сечения СО f_{CO} , мм ²	0,0314	Площадь поперечного сечения условного СО f_k , мм ²	0,000324
Суммарная площадь СО Σf_{CO} , мм ²	0,213	Суммарная площадь условных СО Σf_k , мм ²	0,226
Число СО i_{CO}	7	Число условных СО i_{CO}	~697

логическими возможностями, тогда как клапан, открывающийся по ходу течения топлива, может быть открыт на любую необходимую малую величину.

Чтобы сравнить серийный МСР и КР по параметрам распыливающих проходных сечений и их влиянию на мелкость распыливания, можно провести некоторую условную аналогию, для чего и представим КР в качестве МСР. При

этом размер распыливающего проходного сечения (сопла) серийного МСР определяется размером диаметра СО d_{CO} , неизменного на всей его длине l_{CO} (рис. 1). Форму распыливающего проходного сечения (т. е. условного СО) КР можно представить в виде равнобедренной трапеции, боковые стороны которой равны длине образующей боковой поверхности усеченного конуса d_k , а длина такого отверстия соответствует ширине фаски l_k КР.

Исходя из очевидно необходимого равенства эффективных проходных сечений $\Sigma\mu f$ для сравниваемых вариантов, по результатам их определения для КР с углом конуса 120° [13] установлено, что для обеспечения $\Sigma\mu f = 0,134$ мм², соответствующего сравниваемому (серийному распылителю), необходим подъем клапана на величину $h_k = 0,023$ мм. При этом размер образующей боковой поверхности усеченного конуса (равный длине боковой стороны равнобедренной трапеции) как размер, определяющий площадь такого условного распыливающего проходного сечения, составляет $d_k = 0,018$ мм.

Теперь нетрудно представить клапанную щель состоящей из непрерывной системы трапециевидных отверстий с боковыми сторонами d_k . Суммарная площадь клапанной щели (на входе в нее) для исследуемого распылителя

$$\Sigma f_n = d_k L_k = 0,018 \cdot 12,56 = 0,226 \text{ мм}^2,$$

где L_k — средняя длина окружности клапанной щели на входе потока при запорном диаметре 4 мм.

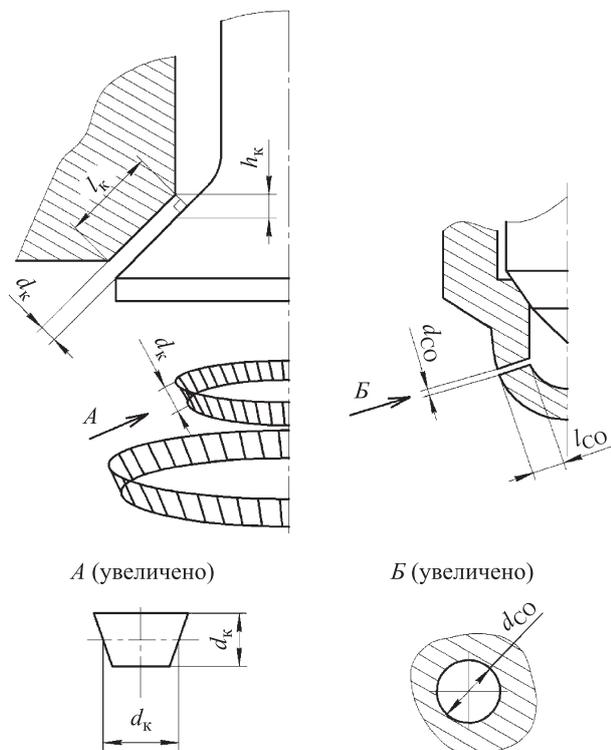


Рис. 1. Схема к анализу проходных сечений распылителей

Тогда число условных СО в клапанной щели $i_{CO} \approx 697$. Аналогичный результат получен при сопоставлении площадей клапанной щели и условного СО. Параметры сопоставляемых распылителей топливных форсунок приведены в табл. 4.

Если сравнить форму распыливающих эффективных проходных сечений рассматриваемых распылителей вдоль по потоку движущегося топлива, то для традиционного МСР она представляет собой цилиндрическое сопло с постоянными значениями диаметра d_{CO} , длины l_{CO} и площади поперечного сечения. Для КР с трапецидальными условными СО размером d_k и длиной l_k она имеет следующие особенности:

- существенно меньший минимальный размер распыливающего эффективного проходного сечения (что способствует улучшению качества распыливания топлива);
- при неизменном значении диаметра условного СО d_k (величины подъема клапана h_k) площадь его сечения растет вдоль по потоку вследствие удлинения окружности клапанной щели на выходе потока топлива.

Несмотря на увеличение площади проходного сечения, при истечении топлива происходит уменьшение давления по направлению потока, вызываемое потерями на трение. Значение гидравлических потерь определяет скорость и расход топлива, а также, соответственно, коэффициент расхода μ [13]. При выборе параметров проточной части следует учесть, что для обеспечения герметичности распылителя необходимо иметь некоторую разность углов запирающих конусов клапана и седла $\Delta\beta$. В традиционных распылителях $\Delta\beta = 0,5...1,5^\circ$. С ростом $\Delta\beta$ происходит возрастание ширины щели и площади проходного сечения по направлению потока. Для угла конуса клапана 120° и длины кольцевой щели $\sim 0,4$ мм увеличение площади проходного сечения на выходе из щели по сравнению с площадью на входе составит 17 % при $\Delta\beta = 0^\circ$, 56 % при $\Delta\beta = 1^\circ$ и 93 % при $\Delta\beta = 1,5^\circ$.

Поэтому с ростом $\Delta\beta$ снижается гидравлическое сопротивление щели, повышаются скорость и расход топлива и, соответственно, уменьшается статическое давление в потоке. При достижении величиной подъема клапана некоторого значения статическое давление топлива на входе в кольцевую щель падает до давления начала парообразования и возникает кавитация, т. е. истечение, начиная с этого зна-

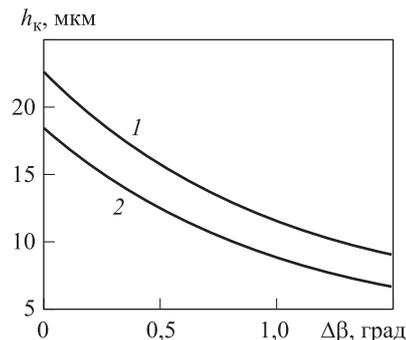


Рис. 2. Зависимость величины подъема иглы h_k при начале кавитации от разности углов $\Delta\beta$ для различных значений давления в полости распылителя:

1 — $p_{p \max} = 100$ МПа; 2 — $p_{p \max} = 200$ МПа

чения величины подъема клапана, становится кавитационным.

На рис. 2 приведены расчетные зависимости величины подъема клапана при начале кавитации от разности углов $\Delta\beta$ для угла конуса клапана 120° , противодействия 10 МПа и давления в полости распылителя $p_{p \max} = 100$ и 200 МПа. Зависимости получены с использованием математической модели течения вязкой жидкости между запирающими конусами клапана и седла на основе укороченных уравнений Навье–Стокса [14]. При $\Delta\beta > 0^\circ$ величина подъема клапана меньше рассматриваемого значения (0,023 мм) его хода, поэтому при основной подаче топлива течение в кольцевой щели будет кавитационным.

В настоящее время имеется большое количество публикаций по исследованию кавитации в распылителях топливных форсунок, в частности работа [7]. Установлено, что кавитация начинает развиваться вблизи узкого сечения у стенок отверстия. По мере роста скорости истечения происходит расширение кавитационной зоны по длине отверстия вниз по течению, что приводит к отрыву потока от стенок, и ядро потока движется в виде свободной струи, окруженной парогазовой смесью.

Очевидно, что кавитационное течение в щели между запирающими конусами клапанного распылителя протекает аналогично, и будет иметь место отрыв потока от стенок. Тогда на выходе из кольцевой щели следует ожидать пленку толщиной, несколько меньшей ширины кольцевой щели на входе в зазор. Поскольку толщина вытекающей пленки значительно меньше диаметра распыливающего отверстия МСР (согласно табл. 4, более чем в 10 раз), сле-

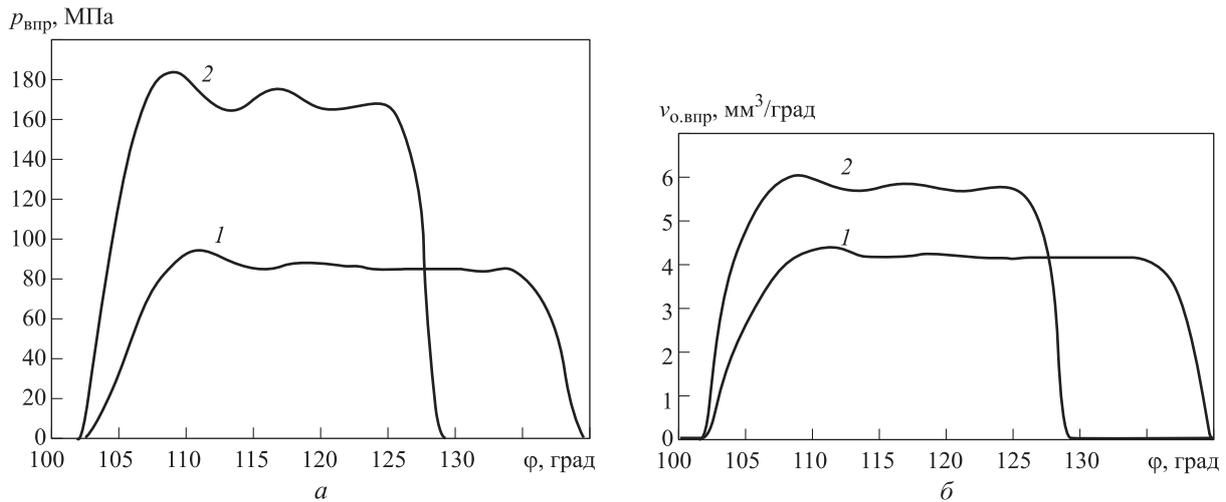


Рис. 3. Зависимость давления впрыскивания $p_{впр}$ (а) и объемной скорости впрыскивания $\nu_{о.впр}$ (б) от угла поворота коленчатого вала ϕ для МСР при различных значениях давления в полости распылителя: 1 — $p_{р\max} = 100$ МПа; 2 — $p_{р\max} = 200$ МПа

дует ожидать существенного улучшения качества распыливания топлива.

Мелкость распыливания для обоих вариантов — МСР с диаметром СО ($d_{СО} = 0,2$ мм и $l_{СО} = 0,8$ мм) и экспериментального КР ($d_k = 0,018$ мм и $l_k = 0,4$ мм) можно ориентировочно оценить расчетом по методу В.А. Кутового [15]. В качестве примера выполнен расчет для аккумуляторной топливной системы дизеля ЯМЗ-536 при цикловой подаче $q_{ц} = 140$ мм³ и двух значениях давления топлива в аккумуляторе $p_a = 115$ и 220 МПа, при которых давление $p_{р\max} \cong 100$ и 200 МПа. Эффективное проходное сечение распылителей при изменении давления сохранялось постоянным, поэтому продолжительность впрыскивания сокращалась при увеличении давления.

Анализ результатов расчета показал, что давление топлива в колдце распылителя перед

СО в МСР на 15...20 МПа меньше давления в полости распылителя $p_{р\max}$ вследствие гидравлических потерь при течении топлива между запирающими конусами. В КР топливо поступает в сопловой аппарат непосредственно из полости распылителя, т. е. при более высоком давлении. На рис. 3 приведены зависимости давления топлива перед распыливающими отверстиями (давления впрыскивания) и объемной скорости впрыскивания от угла поворота коленчатого вала в процессе топливоподачи для МСР.

На рис. 4 представлены зависимости давления топлива в распылителе (давления впрыскивания) и объемной скорости впрыскивания от угла поворота коленчатого вала для КР. Вследствие малого хода клапана в КР происходят резкое увеличение объемной скорости в начале впрыскивания и ее резкое падение

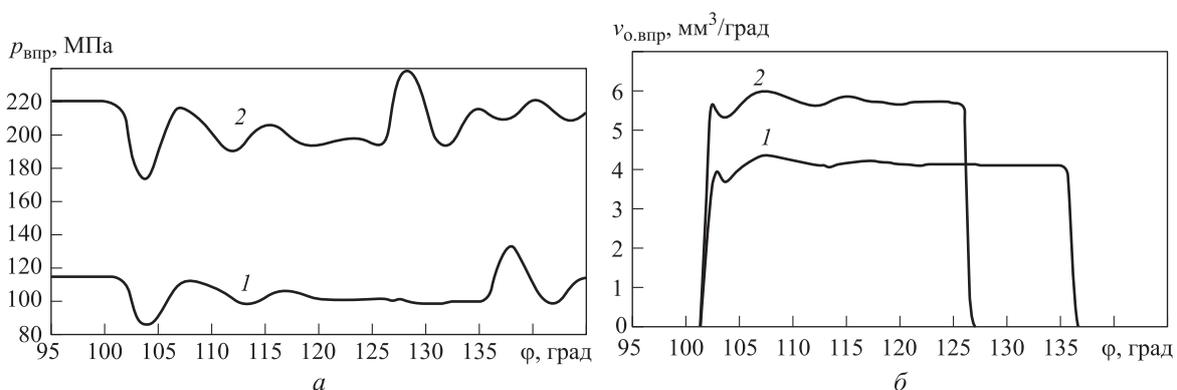


Рис. 4. Зависимость давления впрыскивания $p_{впр}$ (а) и объемной скорости впрыскивания $\nu_{о.впр}$ (б) от угла поворота коленчатого вала ϕ для КР при различных значениях давления в полости распылителя: 1 — $p_{р\max} = 100$ МПа; 2 — $p_{р\max} = 200$ МПа

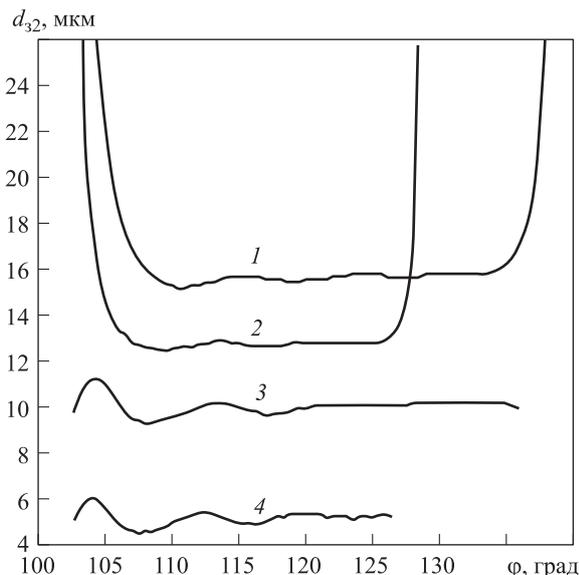


Рис. 5. Зависимость среднего диаметра капель по Заутеру d_{32} в процессе впрыскивания от угла поворота коленчатого вала φ для МСР (1, 2) и КР (3, 4) при различных значениях давления в полости распылителя:
1, 3 — $p_{p \max} = 100$ МПа; 2, 4 — $p_{p \max} = 200$ МПа

в конце впрыскивания (рис. 4, б). У МСР ход иглы примерно в 10 раз больше, чем у КР, поэтому из-за значительных гидравлических потерь при неполном подъеме иглы давление перед СО (давление впрыскивания) будет гораздо меньше давления в распылителе (рис. 3, а).

Результаты ориентировочного расчета изменения среднего диаметра капель по Заутеру приведены на рис. 5. Для МСР характерно заметное увеличение средних диаметров капель в начале и конце впрыскивания вследствие более низкого давления перед распыливающими от-

верстиями. В основной фазе впрыскивания возрастание давления в распылителе $p_{p \max}$ от 100 до 200 МПа снизило средний диаметр капель от 15,5 до 12,5 мкм.

В КР вследствие значительно меньшего минимального размера распыливающего сечения условного СО расчетные значения средних диаметров капель при давлении в распылителе $p_{p \max} = 100$ МПа меньше (на 3 мкм), чем в МСР при давлении $p_{p \max} = 200$ МПа.

Увеличение давления $p_{p \max}$ до 200 МПа снижает средний диаметр капель с 10 до 5 мкм. Кроме того, применение КР в составе аккумуляторной системы топливоподачи приводит к тому, что капли топлива крупного размера в начале и конце процесса впрыскивания не образуются.

Несмотря на некоторую условность выполненного расчета, его результаты указывают на перспективность дальнейших исследований КР.

Выводы

1. На процессы прогрева, испарения и сгорания топлива существенное влияние оказывает фактор суммарной поверхности капель распыленного топлива, поэтому поиск способов улучшения мелкости распыливания топлива остается актуальным.

2. Увеличение давления в распылителе $p_{p \max}$ существенно повышает качество распыливания топлива, особенно при использовании КР.

3. Применение КР способствует улучшению качества распыливания топлива главным образом за счет резкого уменьшения минимального размера распыливающего сечения.

Литература

- [1] Дунин А.Ю., Душкин П.В. Результаты испытаний аккумуляторных топливных систем дизелей с давлением впрыскивания до 300 МПа. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 1, с. 80–88.
- [2] Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И. *Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 360 с.
- [3] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2004. 344 с.
- [4] Башта Т.М., ред. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Издательский дом Альянс, 2010. 423 с.
- [5] Хрящев Ю.Е., Иванов Л.Л., Волощенко П.В. *Электроуправляемая форсунка для впрыскивания топлива в двигатель внутреннего сгорания*. Пат. РФ 2540347, 2015.
- [6] Иванов Л.Л., Хрящев Ю.Е., Волощенко П.В. Динамическая система топливоподачи дизеля. *Известия ВолГТУ. Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки*, 2013, вып. 5, № 12(115), с. 68–71.

- [7] Акимов В.С. *Совершенствование процессов впрыскивания и распыливания топлива в двигателе с гомогенным смесеобразованием*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2015. 239 с.
- [8] Душкин П.В. *Повышение эффективности рабочего процесса аккумуляторной топливной системы с давлением впрыскивания до 300 МПа*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2016. 156 с.
- [9] Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е. Особенности процесса подачи топлива в перспективных дизелях при давлениях выше 300 МПа. *Международный научный институт «EDUCATIO»*, 2015, № 8-2, с. 41–46.
- [10] Janhunen T.T. HCCI-Combustion in the Z Engine. *SAE Technical Papers*, 2012, no. 2012-01-1132, pp. 1–14.
- [11] Смирнов Н.Н., Зверев И.Н. *Гетерогенное горение*. Москва, Изд-во МГУ, 1992. 446 с.
- [12] Померанцев В.В., ред. *Основы практической теории горения*. Ленинград, Энергоатомиздат, Ленигр. отд-ние, 1986. 312 с.
- [13] Мазинг М.В., Олисевиц О.В., Голубков Л.Н., Михальченко Д.А. Анализ эффективности форсунок аккумуляторных топливных систем с учетом их работы на дизельном и альтернативном топливах. *Труды НАМИ*, 2010, № 243, с. 117–126.
- [14] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003. 840 с.
- [15] Кутовой В.А. *Впрыск топлива в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1981. 119 с.

References

- [1] Dunin A.Iu., Dushkin P.V. Rezul'taty ispytaniy akkumulirovannykh toplivnykh sistem dizelei s davleniem vpryskivaniia do 300 MPa [Test results of common rail fuel injection system for diesel engines with fuel pressure up to 3000 bar]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2016, no. 1, pp. 80–88.
- [2] Markov V.A., Devianin S.N., Mal'chuk V.I. *Vpryskivanie i raspylivanie topliva v dizeliakh* [Fuel injection and atomization in diesel engines]. Moscow, Bauman Press, 2007. 360 p.
- [3] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaia apparatura i sistemy upravleniia dizelei* [Injection and spraying of fuel in diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2004. 344 p.
- [4] *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Ed. Bashta T.M. Moscow, Al'yans publ., 2010. 423 p.
- [5] Hryashchev Yu.E., Ivanov L.L., Voloshchenko P.V. *Elektropravlyayemaya forsunka dlya vpryskivaniya topliva v dvigatel' vnutrennego sgoraniya* [Electrically controlled injector for injection of fuel into the internal combustion engine]. Pat. RF no. 2540347, 2015.
- [6] Ivanov L.L., Khriashchev Iu.E., Voloshchenko P.V. Dinamicheskaya sistema toplivopodachi dizelia [Dynamic fuel delivery system for diesel engines]. *Izvestiia VolgGTU. Ser. Protssy preobrazovaniia energii i energeticheskie ustanovki* [Izvestiya VolgSTU. Ser. Energy conversion processes and power plants]. 2013, is. 5, no. 12(115), pp. 68–71.
- [7] Akimov V.S. *Sovershenstvovanie protsessov vpryskivaniia i raspylivaniia topliva v dvigatele s gomogennym smeseobrazovaniem*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the injection and spraying of fuel in an engine with a homogeneous mixture formation. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, BMSTU, 2015. 239 p.
- [8] Dushkin P.V. *Povyshenie effektivnosti rabocheho protsessa akkumulirovannoi toplivnoi sistemy s davleniem vpryskivaniia do 300 MPa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of the efficiency of the working process of the battery fuel system with the injection pressure up to 300 MPa. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, MADI, 2016. 156 p.
- [9] Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E. Osobennosti protsessa podachi topliva v perspektivnykh dizeliakh pri davleniiakh vyshe 300 MPa [Features of fuel injection process at pressure higher than 300 MPa]. *Mezhdunarodnyi nauchnyi institut «EDUCATIO»* [International Scientific Institute «EDUCATIO»]. 2015, no. 8-2, pp. 41–46.
- [10] Janhunen T.T. HCCI-Combustion in the Z Engine. *SAE Technical Papers*, 2012, no. 2012-01-1132, pp. 1–14.

- [11] Smirnov N.N., Zverev I.N. *Geterogennoe gorenje* [Heterogeneous combustion]. Moscow, MSU publ., 1992. 446 p.
- [12] *Osnovy prakticheskoi teorii gorenii* [Basics of the practical theory of combustion]. Ed. Pomerantsev V.V. Leningrad, Energoatomizdat (Lenigr. otd-nie) publ., 1986. 312 p.
- [13] Mazing M.V., Olisevich O.V., Golubkov L.N., Mikhal'chenko D.A. Analiz effektivnosti forsunok akkumulirovannykh toplivnykh sistem s uchetom ikh raboty na dizel'nom i al'ternativnom toplivakh [The analysis of CR injector's efficiency for diesel engine fed by traditional and alternative fuels]. *Trudy NAMI* [Works NAMI]. 2010, no. 243, pp. 117–126.
- [14] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid and gas mechanics]. Moscow, Drofa publ., 2003. 840 p.
- [15] Kutovoi V.A. *Vprysk topliva v dizeliakh* [Fuel injection in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1981. 119 p.

Статья поступила в редакцию 07.03.2018

Информация об авторах

ХРЯЩЁВ Юрий Евгеньевич (Ярославль) — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 88, e-mail: khr.u.e@mail.ru).

ИВАНОВ Лев Леонидович (Ярославль) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 88, e-mail: LevLeonid41@yandex.ru).

ПЕРЕПЕЛИН Александр Петрович (Ярославль) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 88, e-mail: otkol1@mail.ru).

СОКОЛОВ Олег Николаевич (Ярославль) — аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский пр-т, д. 88, e-mail: sokol208@mail.ru).

Information about the authors

KHRYASHCHOV Yuriy Evgenyevich (Yaroslavl) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: khr.u.e@mail.ru).

IVANOV Lev Leonidovich (Yaroslavl) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: LevLeonid41@yandex.ru).

PEREPELIN Aleksandr Petrovich (Yaroslavl) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: otkol1@mail.ru).

SOKOLOV Oleg Nikolaevich (Yaroslavl) — Postgraduate, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: sokol208@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Хрящёв Ю.Е., Иванов Л.Л., Перепелин А.П., Соколов О.Н. К вопросу о качестве распыливания топлива клапанными и многосопловыми форсунками дизельных двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 6, с. 59–67, doi: 10.18698/0536-1044-2018-6-59-67.

Please cite this article in English as:

Khryashchov Y.E., Ivanov L.L., Perepelin A.P., Sokolov O.N. On the Issue of the Degree of Fuel Atomization by Means of Valve and Multi-Nozzle Injectors of Internal Combustion Engines. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 6, pp. 59–67, doi: 10.18698/0536-1044-2018-6-59-67.