



DOI 10.5862/JEST/3

УДК 629.1.032.001

*Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов***О ПАРАМЕТРАХ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДИЗЕЛЯХ***R.V. Rusinov, R.Yu. Dobretsov***ON PARAMETERS OF FUEL INJECTION
IN DIESEL ENGINES**

Рассмотрен вопрос выбора параметров распылителя форсунки в системе топливоподачи дизельного двигателя. Предложен метод аналитического определения коэффициента в расчетной модели движения распыленной струи. Приведен пример расчета. Определено место новой методики в общей структуре экспресс-метода оценки параметров рабочего процесса дизельного двигателя.

ДИЗЕЛЬ; ДВИЖЕНИЕ РАСПЫЛЕННОЙ СТРУИ ТОПЛИВА; ФОРСУНКА; ПАРАМЕТРЫ ВПРЫСКА; ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДИЗЕЛЕЙ.

The paper considered the issue of choosing injection spray nozzle parameters in the fuel feeding system of the diesel engine. The authors proposed a method of analytical determination of the coefficient in the calculation model of the dispersed jet motion. There were presented the analytical correlation between the main parameters of the injection process: pressure, density, fuel consumption, speed drops, length of the jet, geometric dimensions of the atomizer and other calculation examples. Experimental data confirm the adequacy of the main provisions of the estimated model. The position of the new methodology was identified in the overall structure of the rapid assessment method for workflow settings of the diesel engine.

DIESEL ENGINES; DISPERSED JET MOTION; NOZZLE; INJECTION PARAMETERS; FUEL INJECTION; DEVICES OF DIESEL ENGINES.

Внедрение систем топливоподачи, управляемых электроникой, дает преимущества в экономичности и экологичности дизелей. При хорошей отработке систем можно говорить о росте надежности и удельной мощности двигателя, увеличении приспособляемости, снижении динамических нагрузок (жесткость работы) [1].

Эти преимущества сопровождаются ростом себестоимости силовой установки, ростом требований к качеству топлива, развитием зависимости от сервисных служб и, фактически, потерей ремонтпригодности в полевых условиях. Поскольку компоненты электронных систем управления обычно производятся за рубежом, дополнительные трудности возникают при их импорте как продукции, имеющей «двойное значение».

С другой стороны, оптимизация параметров теплового процесса дизеля, дальнейшее совершенствование конструкции системы топливо-

подачи и другие мероприятия позволяют и далее повышать мощностные, экономические и экологические показатели двигателей с системами питания «традиционных» конструкций [2]. На этом пути важно развитие аналитических методов, позволяющих проводить экспресс-оценку параметров конструкции на предпроектном этапе, а также рассматривать задачи оптимизации (в том числе в многопараметрической постановке). Аналитические методы снижают потребность в дорогостоящих экспериментальных исследованиях, позволяют максимально использовать опыт, накопленный в отрасли двигателестроения, и избежать затрат времени, связанных с моделированием при помощи специальных программных пакетов процессов работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Проблема выбора параметров системы топливоподачи не является исключением; важным этапом развития методики определения числа

и диаметра сопловых отверстий распылителей форсунок, давления и продолжительности впрыска, т. е. тех исходных данных, от которых непосредственно зависит качество теплового процесса дизелей, уделено много внимания в специальной литературе [3–6]. Однако описанные в этих работах методы не позволяют непосредственно связать интересующие нас параметры системы топливоподачи с процессом распыливания топлива в реальной камере сгорания. В данной статье используются отдельные положения, заимствованные из этих источников.

Цель настоящей статьи — обоснование простого аналитического метода выбора первичных параметров системы топливоподачи на этапе предпроектных изысканий при создании нового или выборе стратегии модернизации существующего дизеля.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи: обосновывается выбор математического описания движения струи распыленного топлива в камере сгорания; предлагаются способы расчетного определения составляющих расчетной зависимости; рассматривается проблема корректировки величины давления топлива и моментов впрыска с учетом влияния упругости валов в системе газораспределения. Приводятся результаты расчетов с использованием разработанной методики.

Основная часть

При выборе основных параметров топливоподачи важно наличие теоретической базы, которая позволяет оценивать необходимые параметры и соотношения конструктивных элементов топливовпрыскивающей аппаратуры, сокращая тем самым затраты времени на их чисто экспериментальный поиск. В расчетном поиске принципиально необходимо знать закон движения распыленного потока топлива в плотных и нагретых газовых средах, характерных для реального состояния сжатого воздуха в камерах сгорания ДВС. Такой закон может быть установлен экспериментально. Важным оказывается влияние основных параметров, определяющих поведение струи топлива в камере сгорания, и варьирование этих параметров в достаточно широких пределах, позволяющих уйти от конкретной геометрии рабочего про-

странства цилиндра и получить обобщенную зависимость. Результаты таких испытаний, проведенных в СПбПУ, опубликованы в работе [7].

В предлагаемой исходной аналитической зависимости времени t полета распыленной струи топлива в функции ее длины l [7]

$$t = \frac{1}{2} \frac{l}{V_0} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2}{3\eta} \frac{\rho_{cp}}{\rho_T} \left(\frac{l \operatorname{tg} \frac{\alpha}{3}}{d_c} \right)^2} \right], \quad (1)$$

использованы следующие обозначения: V_0 — начальная скорость вылета топлива из сопел распылителя; α — угол конуса распыливания (полный угол — 2α); ρ_{cp} — плотность воздушной среды в камере сгорания дизеля; ρ_T — плотность впрыскиваемого топлива; η — опытный коэффициент.

В решении проблемы практического использования представленного выражения, естественно, первым возникает вопрос численной оценки опытного коэффициента и объективности самой аналитической зависимости.

Для дальнейшей работы воспользуемся экспериментальными данными ЦНИДИ (рис. 1) по распыливанию топлива в среды различной плотности (сплошные линии), полученные при относительно невысокой температуре внешней среды, но которые можно считать справедливыми и для реальных температурных условий в камерах сгорания дизелей (750–950 К), поскольку в последнем случае — до момента самовоспламенения топлива — традиционно визуальная констатация относительного уменьшения длины струи связана лишь с невидимостью реально существующих паров испаряющихся капель в термически активной зоне фронта распыленной струи.

Для определения величины опытного коэффициента, входящего в зависимость (1), воспользуемся упомянутыми результатами испытаний. Выразим интересующий нас параметр из выражения (1):

$$\eta = \frac{\rho_{cp}}{\rho_T} \left(\frac{l \operatorname{tg} \frac{\alpha}{3}}{d_c} \right)^2 \cdot \frac{6}{V_0 t} \left(\frac{V_0 t}{l} - 1 \right). \quad (2)$$

Сообразно последней формуле при задании, к примеру, исходя из данных рис. 1 для конкретных точек зависимостей пути l от времени t полета струи расчет η достаточно прост. Его результаты представлены в табл. 1.

Однако предварительно необходимо задать рядом начальных значений параметров, входящих в расчетную зависимость (2), или определить пределы, в которых будут варьироваться искомые параметры, с целью нахождения оптимума.

Таким образом, в простейшем случае проблема определения оптимальных значений варьируемых параметров может рассматриваться, как однопараметрическая задача оптимизации, в более общем — как многопараметрическая.

Существенно упростить расчеты можно, воспользовавшись экспериментальными данными (см. рис. 1). В качестве конкретного примера, рассмотрим вариант, соответствующий кривой 1 на рис. 1, для которого при $l = 250$ мм $t = 2,01$ мс, $\rho_{ср} = 1,9$ кг/м³, $\rho_{т} = 0,85$ г/см³, $d_c = 0,62$ мм, $\mu_c = 0,65$, $2\alpha = 7,5^\circ$ (по экспериментальным данным), откуда $\text{tg } \alpha/3 = 0,0218$, давление затяга пружины иглы форсунки $p_0 = 20$ МПа, давление газовой среды (углекислый газ) $p_{ср} = 0,11$ МПа.

Определим теперь значения составляющих выражения (2).

Начальная скорость вылета топлива из сопла определяется по соотношению

$$V_0 = \mu_c \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{ср})}{\rho_{т}}}$$

(по мере дальнейшего роста давления впрыска сверх значения p_0 энергия струи топлива расходуется в основном на поддержание ее начальной скорости).

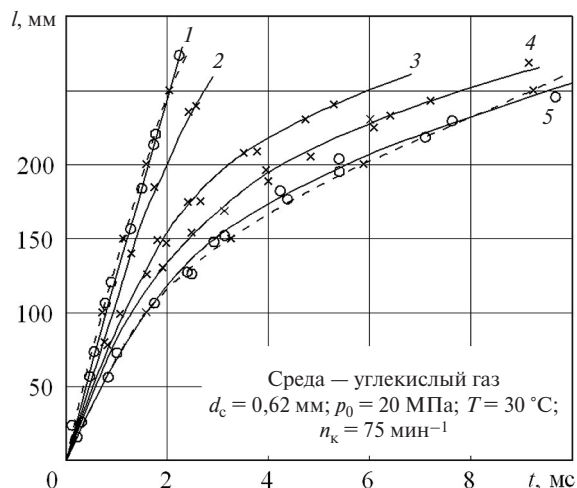


Рис. 1. Экспериментальные данные по длинам (сплошные линии) распыленных струй топлива в функции времени t для различных плотностей внешней среды и расчетные кривые (пунктир) для разных вариантов давлений $p_{ср}$, МПа, и плотностей $\rho_{ср}$, кг/м³: 1—0,11 и 1,9; 2—0,5 и 8,7; 3—0,9 и 15,7; 4—1,2 и 21,0; 5—1,5 и 26,2

Коэффициент расхода сопла для рассматриваемого случая ($d_c = 0,62$ мм) составляет $\mu_c = 0,65$.

При отсутствии экспериментальных данных для угла 2α конуса распыленной струи топлива, в расчете η возможно пользоваться зависимостями [7]: при впрыске в «открытое» пространство — $2\alpha = 7^\circ + 0,47 \rho_{ср}$; для «стесненных» объемов камер сгорания дизелей, когда эжекция сжатого в камере сгорания воздуха в распыливаемую струю несколько снижает периферийную плотность воздушного заряда, что приводит к увеличению «раствора» струи, — $2\alpha = 7,5^\circ + 0,47 \rho_{ср}$.

Таблица 1

Значение коэффициента η при впрыске топлива в функции плотности внешней среды:

№ варианта	$p_{ср}$, МПа	$\rho_{ср}$, кг/м ³	$p_0 - p_{ср}$, МПа	V_0 , м/с	2α , град.	$\text{tg } \alpha/3$	l , мм	t , мс	η
1	0,11	1,9	19,89	140,6	7,5	0,0218	250	2,01	0,20
2	0,50	8,7	19,50	139,3	11,4	0,0332	200	2,00	0,36
3	0,90	15,7	19,10	137,8	14,3	0,0416	200	3,10	0,23
4	1,20	21,0	18,80	136,7	16,8	0,0489	200	4,20	0,19
5	1,50	26,2	18,50	135,6	19,1	0,0556	200	5,70	0,15

$d_c = 0,62$ мм; $\mu_c = 0,65$; $p_0 = 20$ МПа; $\rho_{т} = 0,85$ г/см³; $T_c \approx 30^\circ\text{C}$

Результаты расчета по исходной формуле времени t пролета распыленной струи применительно к значениям «крайних» кривых 1 и 5 на рис. 1 (соответствуют $\eta = 0,20$ и $\eta = 0,15$ в табл. 1) для длин $l = 0; 50; 100; 150; 200$ и 250 мм приведены в табл. 2, а соответствующие им кривые показаны на рис. 1 пунктиром.

Таблица 2

Расчетные длины l распыленных струй в функции времени t , соответствующие кривым 1 и 5 на рис. 1

l , мм	t , мс	
	Вариант 1 ($\eta = 0,20$)	Вариант 5 ($\eta = 0,15$)
0	0	0
50	0,36	0,42
100	0,73	1,65
150	1,12	3,36
200	1,55	5,68
250	2,02	8,61

$d_c = 0,62$ мм; $\mu_c = 0,65$; $p_0 = 20$ МПа; $T_c = 0,85$ г/см³; $T_c \approx 30$ °С

Практически имеет место соответствие расчетных и экспериментальных данных для «крайних» кривых, что характеризует и общую достоверность предлагаемой математической зависимости.

Для представления о характере изменения коэффициента η как функции плотности ρ_{cp} внешней среды расчетные данные для неизменной начальной скорости распыленной струи $V_0 = 140,6$ м/с с поправкой данных по рис. 1 на время пролета заданного пути — $t_0 = t \frac{V_0}{140,6}$ — приведены на рис. 2.

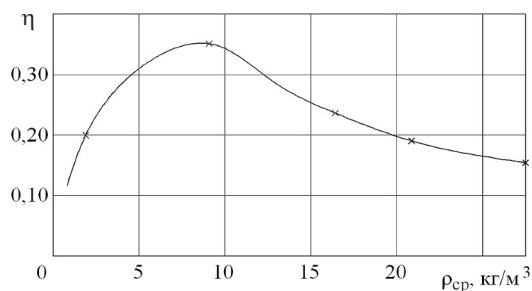


Рис. 2. Коэффициент η в функции плотности внешней среды ρ_{cp} ($V_0 = 140,6$ м/с)

При этом, поскольку вводимая поправка сохраняет прежнее значение коэффициента η , то все его значения для неизменной скорости $V_0 = 140,6$ м/с идентичны и для данных табл. 1.

Для определения коэффициента η , помимо «чисто» экспериментального пути, представляется возможным и косвенный вариант его численной оценки по уже имеющимся данным: сопоставлением искомых и имеющихся данных только в пределах безотрывного от сопла впрыска топлива, после которого дальнейшее продвижение распыленной струи обусловлено только ее инерцией.

Так, применительно к данным рис. 1 при числе оборотов кулачкового вала топливного насоса высокого давления $n_k = 750$ мин⁻¹ и ориентировочном значении максимального давления впрыска [8] 20 МПа общая продолжительность впрыска по углу поворота коленчатого вала дизеля составляет $\varphi = 25^\circ$ п.кол.в., а по кулачковому валу $\varphi_k = \varphi / 2 = 12,5$ п.кул.в.

По данным ЦНИДИ [7] для указанного давления соотношение реальной и геометрической продолжительностей впрыска $\Delta = \varphi_k / \varphi_r = 1,40$, откуда продолжительность впрыска топлива $\varphi_r = 12,5 / 1,4 = 8,93^\circ$ п.кул.в., или по времени $t = \varphi_r / 6n_k = 8,93 / 6 \cdot 750 = 1,98 \cdot 10^{-3}$ с ≈ 2 мс.

В это время укладывается как предельная длина 100 мм пути наиболее пологой кривой 5 (см. рис. 1), и при сопоставлении, к примеру, времени пролета упомянутого пути для кривых 5 и 1 оказывается возможным оценить коэффициент η для кривой 5 при известных данных для кривой 1.

По причине трудности графической оценки достаточно малого времени пролета пути 100 мм непосредственно по реальным кривым прием соотношения длин по табл. 2: $t_1 / t_5 = 0,73 / 1,65 = 0,44$. И тогда получим

$$\eta_5 = 1,65 / 11,85 = 0,146 \approx 0,15.$$

Имеет место практически тождество со значением η_5 по табл. 1, в связи с чем, видимо, возможно весьма упрощенное, но достаточно точное определение η для плотных сред по экспериментальным данным при атмосферном давлении ($\rho_{cp} \approx 1,18$ кг/м³), поскольку в пределах собственно впрыска топлива при существенной дальности полета струи в условиях малой плотности внешней среды функция $l = f(t)$ близка к линейной (кривая 1 на рис. 1).

В первом приближении можно принимать $t_1/t_x = \alpha_1 V_1 / \alpha_x V_x$.

Примечательно, что именно при расчете системы топливоподачи дизелей с использованием предлагаемой математической зависимости $t = f(l)$ вообще не требуется проведения каких-либо предварительных экспериментальных исследований по определению коэффициента η .

Дело в том, что начальная стадия организации теплового процесса в дизелях связана с условием непопадания топлива на охлаждаемые стенки камер сгорания за период τ_i задержки самовоспламенения (период «индукции») топлива.

Таким образом, при пробеге струей топлива пути, определяемого размерами камеры сгорания дизеля, и продолжительности периода индукции, зависящей от степени сжатия воздуха в камере сгорания, любой задаваемый как реально возможный вариант системы топливоподачи ($d_c, V_0, \alpha, \rho_{cp}, \rho_T$) автоматически соответствует конкретному значению коэффициента η как ориентиру уже для поиска оптимального варианта системы топливоподачи.

Этот оптимум в конечном итоге связан с поиском таких соотношений всех действующих факторов, при которых расчетное суммарное проходное сечение сопловых отверстий распылителей соответствует их целому числу.

Диаметр соплового отверстия при этом рассчитывается по преобразованному выражению для η с учетом длины l распыленной струи, соответствующей периоду индукции τ_i топлива:

$$d_c = \frac{l \operatorname{tg} \alpha / 3}{\sqrt{6 \eta \frac{V_0 \tau_i}{l} \left(\frac{V_0 \tau_i}{l} - 1 \right) \rho_T} \rho_{cp}}$$

В качестве примера решения задачи расчета распылителя (и параметров впрыска вообще) рассмотрим конкретный вариант с четырехтактным дизелем Д6 (6Ч15/18) мощностью $N_e = 110,3$ кВт (150 л.с.) при числе оборотов коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹ ($n_k = 750$ мин⁻¹) с удельным расходом топлива $g_e = 238$ г/кВт·ч, степенью сжатия $\epsilon = 16$, давлением затяга пружины иглы форсунки $p_0 = 210$ кгс/см² (20,6 МПа), давлением в камере сгорания в конце процесса сжатия $p_a = 3,5$ МПа, плотностью сжа-

того в камере сгорания воздуха $\rho_{cp} = 15$ кг/м³ и продолжительностью топливоподачи $\varphi = 28^\circ$ п.кол.в. [8].

При угле конуса распыливания $2\alpha = 7,5^\circ + 0,47 \rho_{cp} = 7,5^\circ + 0,47 \cdot 15 = 15^\circ$ и $\operatorname{tg} \alpha / 3 = 0,044$ коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя (семь отверстий диаметром 0,25 мм) равен $\mu_c = 0,37$ [7].

По рис. 3 [9] для $\epsilon = 16$ период индукции τ_i дизельного топлива в градусах угла поворота коленчатого вала опытного двигателя ($n = 900$ мин⁻¹) составляет $\varphi = 7,6^\circ$, или по времени — $\tau_i = \frac{\varphi}{6n} = \frac{7,6}{6 \cdot 900} = 0,00141 = 1,41$ мс.

Начальная скорость вылета струи топлива из сопла распылителя

$$V_0 = \mu_c \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{cp})}{\rho_T}} = 74,2 \text{ м/с.}$$

При диаметре цилиндра дизеля Д6 $s_k = 150$ мм и центральном расположении форсунки примем длину l струи за период индукции τ_i равной 65 мм. Тогда $\eta = 0,39$.

Далее, рассчитаем варианты диаметров d_c для $\eta = 0,30; 0,35; 0,45; 0,50$ (результаты представлены в табл. 3).

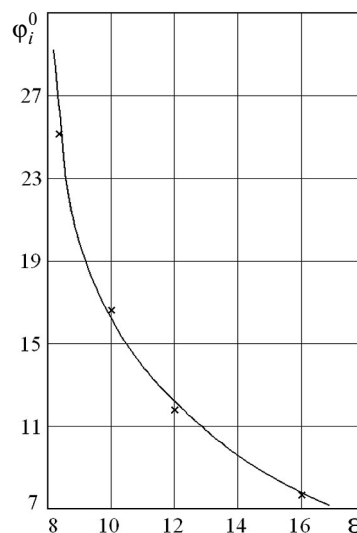


Рис. 3. Период задержки самовоспламенения φ_i^0 дизельного топлива в функции степени сжатия ϵ двигателя ($n = 900$ об/мин.)

Таблица 3

Расчетные значения диаметров d_c и числа n_c сопловых отверстий распылителя в функции коэффициента η

η	d_c	n_c
0,30	0,29	5,24
0,35	0,265	6,28
0,39	0,25	7,05
0,45	0,23	8,34
0,5	0,22	9,11

Суммарная площадь проходного сечения сопловых отверстий распылителя [7] $f_c = \frac{6ng_{ц}}{\mu_c \varphi \sqrt{2p_T(p_p - p_{cp})}}$, где единичная цикловая

подача топлива $g_{ц} = \frac{N_{ец} g_e}{60n_k}$ ($N_{ец} = N_e/i$ — эффективная мощность одного цилиндра двигателя; g_e — удельный расход топлива; $n_k = n/2$ — число оборотов кулачкового вала; φ — продолжительность впрыска топлива по углу поворота коленчатого вала двигателя; p_p — осредненное давление впрыска единичного цикла).

Далее, поскольку $f_c = n_c \pi d_c^2 / 4$, то число сопловых отверстий $n_c = 4f_c / \pi d_c^2$.

Для двигателя Д6 ($i = 6$) имеем

$$N_{ец} = 110,3/6 = 18,4 \text{ кВт};$$

$$g_{ц} = \frac{18,4 \cdot 238}{60 \cdot 750} = 0,0973 \text{ г/ц.}$$

По данным осциллографирования процесса топливоподачи при продолжительности впрыска $\varphi = 28^\circ$ п.кол.в. давление впрыска составило $p_T = 44,1$ МПа (450 кгс/см^2) [8].

При «осредняющем» переменное давление впрыска топлива коэффициенте порядка 1,75 от половины максимального давления p_T (с учетом квадратичного характера функциональной зависимости расхода топлива от давления и начала впрыска лишь при давлении свыше p_0) расчетное давление $p_p = 1,75$, $p_T/2 = 1,75 \cdot 44,1/2 = 38,6$ МПа; $f_c = 0,346 \text{ мм}^2$.

Число сопловых отверстий для $d_c = 0,25$ мм равно $n_c = \frac{4 \cdot 0,346}{\pi \cdot 0,25^2} = 7,05$.

Из результатов общего расчета d_c и n_c (см. табл. 3) очевидно, что только вариант семидыр-

чатого распылителя с диаметром сопел 0,25 мм и целым числом сопловых отверстий является единственно приемлемым (ничтожная дробная часть численного значения n_c в данном случае обусловлена только расчетными округлениями, да и, в принципе, за малостью не может существенно нарушить «баланс» исходных параметров процесса распыливания).

Именно этот вариант распылителя — «7×0,25» — и принят для двигателя Д6 по результатам доводочных испытаний.

Таким образом, в результате выполненного расчета установлены все основные параметры ($g_{ц}$, n_k , p_T , φ , φ_T , $n_c \times d_c$), необходимые для проектирования системы топливоподачи конкретного дизеля.

Однако при создании новых конструкций и модернизации существующих дизелей, помимо расчета параметров впрыска, объективно необходимо и обеспечение этих параметров.

Так, в традиционных, наиболее используемых системах топливоподачи с кулачковым приводом топливного насоса высокого давления (ТНВД) реально может иметь место неполучение заданного давления и продолжительности впрыска по причине недостаточной жесткости привода.

В зависимости от крутящего момента $M_{к \max}$ и жесткости $K_{п}$ привода ТНВД его угловая деформация [10] определяется по формуле

$$\Delta\varphi_T = \frac{M_{к \max}}{K_{п}} = \frac{\pi d_{п}^2}{4K_{п}} p_T \frac{R_0 + r_0 + h_m}{\sqrt{\left[\frac{(\varepsilon_0 R_m + r_0) \omega_k}{C_m} \right]^2 - 1}},$$

где R_0 , r_0 , $h_m = h_{п}/2$, $R_m = R_0 + h_{п}/2$ — геометрические размеры начальной окружности кулачка и ролика толкателя и половины полного хода плунжера; C_m — средняя скорость плунжера ТНВД в процессе впрыска топлива; ε_0 — конструктивный фактор системы привода [7].

Угловая деформация $\Delta\varphi_T$ в момент собственно впрыска топлива уменьшает угловую скорость ω_k кулачкового вала: $\omega_{k0} = \omega_k \frac{\varphi_T}{\varphi_T + \Delta\varphi_T}$ (φ_T — геометрическая продолжительность впрыска).

При этом давление впрыска убывает, а его продолжительность сравнительно с расчетным значением возрастает, что недопустимо.

Помимо сказанного, для обеспечения оптимальных показателей теплового процесса дизеля должен быть осуществлен и предварительный анализ самих параметров топливоподачи с поиском их наилучших соотношений. Необходимость поиска связана с тем, что отношение количества топлива g_{τ_i} , подаваемого в камеру сгорания за период индукции топлива, к полной цикловой подаче $g_{\text{ц}}$ (фактор жесткости σ теплового процесса) определяет максимальное давление сгорания топлива и интенсивность роста этого давления, которые влияют на надежность работы и срок службы дизелей.

Существо этого анализа заключается в оценке влияния количества теплоты, вводимой в цикл за период индукции топлива при различных комбинациях фактора σ на эффективные показатели двигателей.

В расчетном плане такой анализ рекомендуется осуществлять на базе математической модели теплового цикла [11], в котором теплота, расходуемая на производство только механической работы, оценивается произведением полного количества вводимой в цикл теплоты $Q_0 = Q_T^H (1 + \alpha L_0)$ на индикаторный КПД η_i дви-

гателя: $Q_1 = \eta_i Q_T^H$ ($Q_T^H = 42000$ Дж/кг — теплотворная способность дизельного топлива; α — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива; $L_0 = 14,3$ кг/кг — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания единицы массы дизельного топлива).

Изложенный метод, разработанный в СПбПУ, допускает экспресс-анализ эффективных показателей (мощность, экономичность) двигателей при различных комбинациях основных действующих факторов.

Выводы

Проведенные расчеты позволяют говорить о достаточной адекватности предлагаемого метода при его применении к решению задач экспресс-оценки вариантов конструкции дизельного ДВС.

Предложенная модель расширяет возможности создаваемого аппарата экспресс-оценки параметров ДВС [11] и может быть использована как при сопровождении опытно-конструкторских работ, так и в учебном процессе, поскольку в простой и наглядной форме позволяет описать взаимосвязи между основными параметрами, характеризующими работу ДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Системы управления дизельными двигателями / Пер. с нем. Первое русское издание. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 480 с.
2. **Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. [и др.]**. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учеб. для вузов. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.
3. **Астахов И.В.** Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях : учеб. для вузов. М.: Изд-во Бюро новой техники, 1948. 90 с.
4. **Бурячко В.Р., Гук А.В.** Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования. СПб.: Изд-во НПИКЦ, 2005. 291 с.
5. **Русинов Р.В., Герасимов И.М., Добрецов Р.Ю.** К вопросу организации рабочего процесса // Актуальные проблемы развития и эксплуатации двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона. Хабаровск, 2008. С. 83–89.
6. **Фомин Ю.Я.** Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей. М.: Водный транспорт, 1959. 83 с.
7. **Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю.** Двигатели наземных транспортно-технологических машин. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 164 с.
8. **Русинов Р.В.** Топливная аппаратура судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1971. 223 с.
9. **Сомов В.А., Боткин П.П.** Топливо для транспортных дизелей. Л.: Судпромгиз, 1964. 204 с.
10. **Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю.** Влияние упругости в системе топливоподачи дизелей на параметры впрыска топлива // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического института. 2013. №1(166). С. 170–174.
11. **Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю.** Математическая модель теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического института. 2012. №1(142). С. 182–188.

REFERENCES

1. Sistemy upravleniya dizelnymi dvigatelyami. Per. s nem. Pervoye russkoye izdaniye. [Control system of diesel engines]. M.: ZAO «KZHI «Za rulem», 2004. 480 s. (rus.)
2. **Vyubov D.N., Ivashchenko N.A., Ivin V.I. [i dr.].** Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley: Ucheb. dlya vtuzov. [Internal combustion engines]. / Pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. M.: Mashinostroyeniye, 1983. 375 s. (rus.)
3. **Astakhov I.V.** Dinamika protsessa vpryska topliva v bystrokhodnykh dizelyakh: ucheb. dlya vuzov. [The dynamics of the process of fuel injection in high-speed diesel engines]. M.: Izd-vo Byuro novoy tekhniki, 1948. 90 s. (rus.)
4. **Buryachko V.R., Guk A.V.** Avtomobilnyye dvigateli: Rabochiye tsikly. Pokazateli i kharakteristiki. Metody povysheniya effektivnosti energopreobrazovaniya. [Automobile engines]. SPb.: Izd-vo NPIKTs, 2005. 291 s. (rus.)
5. **Rusinov R.V., Gerasimov I.M., Dobretsov R.Yu.** K voprosu organizatsii rabocheho protsessa [For the organization of working process]. *Aktualnyye problemy razvitiya i ekspluatatsii dvigateley v transportnom komplekse Aziatsko-Tikhookeanskogo regiona*. Khabarovsk, 2008. S. 83–89. (rus.)
6. **Fomin Yu.Ya.** Gidrodinamicheskiy raschet toplivnykh sistem sudovykh dizeley. [Hydrodynamic calculation of fuel systems of marine diesel engines]. M.: Izd-vo Vodnyy transport, 1959. 83 s. (rus.)
7. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Dvigateli nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin. [Engines of land transport and technological machines]. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014. 164 s.
8. **Rusinov R.V.** Toplivnaya apparatura sudovykh dizeley. [Fuel equipment marine diesel engines]. L.: Sudostroyeniye, 1971. 223 s.
9. **Somov V.A., Botkin P.P.** Topливо dlya transportnykh dizeley. [Fuel for transportation diesel engines]. L.: Sudpromgiz, 1964. 204 s.
10. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Vliyaniye uprugosti v sisteme toplivopodachi dizeley na parametry vpryska topliva. [Influence of the operating mechanism elasticity in diesel fuel supply system on the fuel injection parameters.]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo instituta*. 2013. №1(166). S. 170–174. (rus.)
11. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Matematicheskaya model teplovogo tsikla porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya. [A mathematical model of the thermal cycle reciprocating internal combustion engines]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo instituta*. 2012. №1(142). S. 182–188. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РУСИНОВ Ростислав Викторович — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: dr-idpo@yandex.ru

ДОБРЕЦОВ Роман Юрьевич — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: dr-idpo@yandex.ru

AUTHORS

RUSINOV Rostislav V. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: dr-idpo@yandex.ru

DOBRETISOV Roman Yu. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: dr-idpo@yandex.ru