

Формирование требований к характеристике впрыскивания высокооборотного дизеля в целях снижения токсичности

© Н.С. Маластовский, Ф.Б. Барченко, Л.В. Грехов, А.С. Кулешов,
А.А. Денисов, Е.Е. Старков

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Повышение экологичности — ключевой вопрос при создании и доводке современных двигателей. В связи с этим проектирование топливной аппаратуры с учетом норм эмиссии вредных веществ является актуальной задачей. В работе выполнено моделирование рабочего процесса перспективного двигателя в целях формирования требований к параметрам топливоподачи. Поле независимых переменных включало следующие величины: диаметр и количество сопловых отверстий распылителя, угол опережения впрыскивания топлива, относительную продолжительность первой стадии впрыскивания, относительную скорость на первой стадии впрыскивания и степень рециркуляции отработавших газов. Исследование проведено применительно к режимам работы, определяемым стандартом ISO 8178-4–2013 для оценки токсичности судовых двигателей. На основании полученных результатов выработаны рекомендации к профилю характеристики впрыскивания и предложен способ управления с использованием форсунки, имеющей дополнительное регулирующее сечение.

Ключевые слова: оптимизация, рабочий процесс, токсичность, характеристика впрыскивания, испытательные циклы, режимы работы, рециркуляция, отработавшие газы, моделирование

Введение. Важнейшим направлением развития современного двигателестроения является обеспечение соответствия все более ужесточающимся экологическим нормам.

Для снижения токсичности создают топливную аппаратуру, позволяющую управлять процессом сгорания. Это направление признается приоритетным в сравнении с использованием систем очистки отработавших газов (ОГ) [1]. Особенно активно исследования ведутся применительно к топливной аппаратуре аккумуляторного типа (Common Rail) [2].

Управление процессом топливоподачи включает не только увеличение максимального давления впрыскивания (на сегодня удалось достичь уровня 400 МПа [3]), но и профилирование характеристики впрыскивания. Это особенно актуально для средне- и высокооборотных дизелей тепловозного и судового назначения, циклы экологических испытаний которых состоят в основном из режимов средней и полной нагрузки (рис. 1). Продолжительность топливоподачи на этих режимах позволяет профилировать характеристику впрыскивания в широком диапазоне.

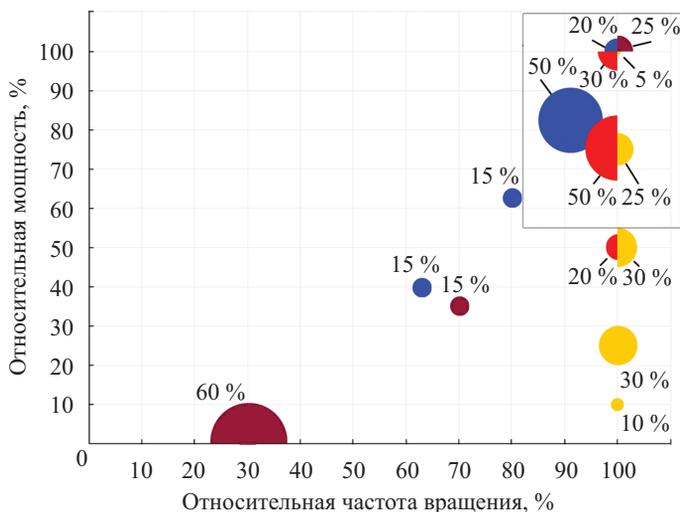
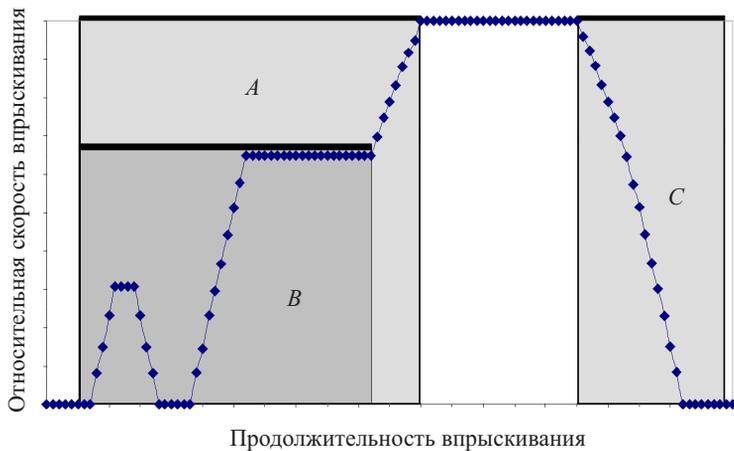


Рис. 1. Точки стационарных испытательных циклов D1 (●) двигателей для электростанций; D2 (●) вспомогательных судовых и тепловозных двигателей; E3 (●) судовых двигателей, работающих по винтовой характеристике; F (●) тепловозных двигателей в соответствии с ISO 8178-4-2013 (рядом с точками указан их вклад (%) в суммарный выброс вредных веществ; рамкой выделена область эффективного управления характеристикой впрыскивания)

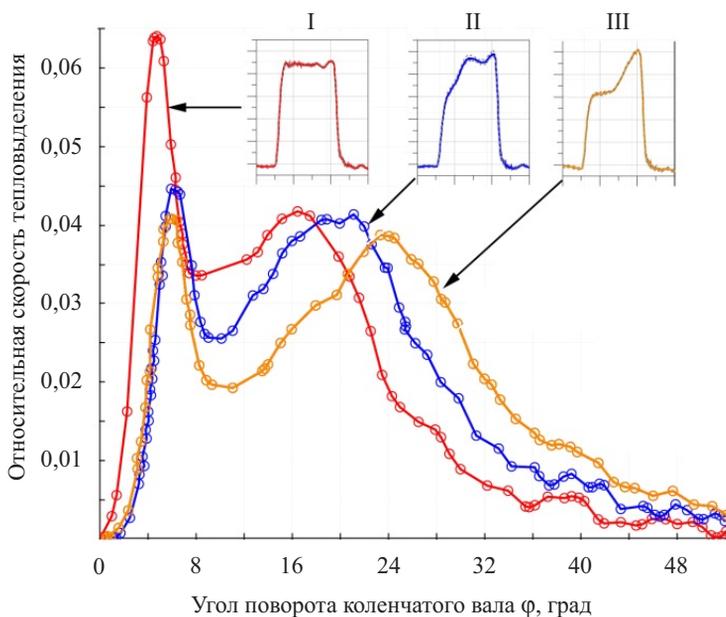
В работах [4, 5] приведены обобщенные рекомендации по стратегии формирования характеристики впрыскивания с точки зрения токсичности ОГ. В работе [6] отмечено, что оптимизация фаз топливоподачи приводит к значительному снижению уровня шума (рис. 2, а). Причем уменьшение выбросов оксидов азота при регулировании переднего фронта профиля характеристики и при пилотном впрыске осуществляется за счет снижения доли топлива, испарившегося в камере сгорания, за период задержки воспламенения [7, 8] вследствие изменения интенсивности кинетической стадии сгорания. Так, в работе [9] исследовано влияние формы характеристики впрыскивания на скорость тепловыделения для двигателя 1ЧН 15/18 на режиме $p_i = 1,15$ МПа при частоте вращения $n = 1\,500$ мин⁻¹ (рис. 2, б). Следует отметить, что однократное короткое впрыскивание предпочтительнее с точки зрения снижения расхода топлива [10, 11].

Важно оптимизировать процессы не только для отдельного режима, но и во всех точках испытательного цикла в соответствии с международными правилами определения удельных вредных выбросов [12]. Известны рекомендации по оптимальным формам характеристики топливоподачи во всем диапазоне нагрузок [13]. Для частичных режимов обычно используется ступенчатый или наклонный передний фронт характеристики основного впрыскивания. Для ре-

жимов, близких к номинальному, для двигателей с высокой степенью рециркуляции ОГ (EGR) может быть реализована и трапецеидальная характеристика впрыскивания [13].



а



б

Рис. 2. Характеристики впрыскивания топлива:
а — ориентировочные рекомендации по профилированию характеристики впрыскивания [4–6]; б — скорость тепловыделения для различных профилей (I–III) характеристики впрыскивания [9]

На основании вышесказанного обоснованное формирование требований к профилям характеристик впрыскивания перспективных двигателей с учетом эффективных и экологических параметров явля-

ется актуальной задачей, представляющей научную и практическую ценность.

Объект исследования. Выполнено расчетное исследование рабочего процесса перспективного российского судового двигателя типа ЧН 15/17,5. Параметры исследуемого двигателя приведены ниже:

Ход поршня S , мм	175
Диаметр цилиндра D , мм	150
Степень сжатия ε	14
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	2 100
Цилиндровая мощность $N_{ц}$, кВт	120
Среднее эффективное давление p_e , МПа	2,22
Максимально допустимое давление в цилиндре p_z , МПа	22
Максимальное давление впрыскивания $p_{впр}$, МПа	200

Была поставлена следующая задача: сформировать стратегию управления характеристикой впрыскивания для обеспечения заданных экологических требований применительно к судовому варианту исполнения двигателя. В качестве инструмента моделирования выбран современный программный комплекс «ДИЗЕЛЬ-РК» [10, 14], основанный на термодинамической модели рабочего процесса. Комплекс прошел проверку в многочисленных исследованиях, проведенных для разных типов двигателей [10, 11]. Для процесса сгорания в программном комплексе «ДИЗЕЛЬ-РК» используется модифицированная модель Н.Ф. Разлейцева [14], учитывающая взаимодействие топливной струи со стенками камеры сгорания. При этом образование оксидов азота определяется в соответствии с детальным кинетическим механизмом для 33 компонентов по 199 реакциям [15].

В отличие от широко применяемых технологий вычислительной гидродинамики феноменологический подход позволяет в необходимой степени формализовать процесс оптимального поиска при значительном снижении временных затрат. В сравнении с экспериментальными исследованиями такой подход имеет бóльшую свободу в выборе независимых параметров оптимизации.

В ходе расчетов использовали следующие данные об исследуемом двигателе, необходимые для математической модели «ДИЗЕЛЬ-РК»:

- геометрические параметры камеры сгорания, газоздушных патрубков и распылителя форсунки;
- характеристики материалов деталей, образующих камеру сгорания, для обеспечения теплового баланса двигателя;
- диаграммы «время — сечение» клапанов;
- массивы других конструктивных и режимных параметров двигателя.

Для идентификации термодинамической модели двигателя выбран режим с эффективной мощностью $N_e = 464$ кВт на частоте $n = 1550$ мин⁻¹, для которого имеются экспериментальные данные о характеристике тепловыделения и параметрах свежего заряда (расход и температура). Настройка модели сгорания обеспечивает соответствие расчетной скорости тепловыделения экспериментально полученной.

Порядок проведения исследования. Расчетное исследование выполнено для девяти различных профилей характеристики впрыскивания с изменяемыми продолжительностью X (числитель) и интенсивностью Y (знаменатель) первого этапа впрыскивания (рис. 3):

0,15/0,20; 0,15/0,40; 0,15/0,60

0,30/0,20; 0,30/0,40; 0,30/0,60

0,45/0,20; 0,45/0,40; 0,45/0,60

(значения X и Y приведены относительно параметров основного впрыскивания).

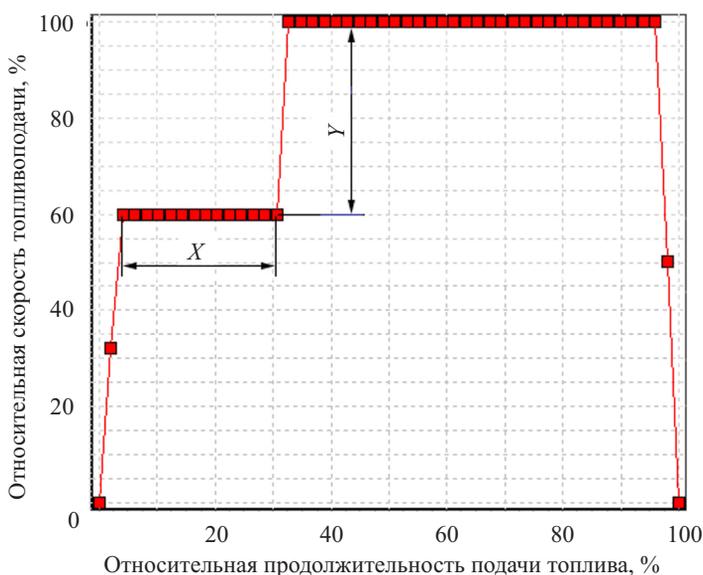


Рис. 3. Профиль характеристики впрыскивания

В основной процедуре поиска поле независимых переменных включает следующие величины: диаметр и количество сопловых отверстий распылителя, угол $\varphi_{0,в.т}$ опережения впрыскивания топлива, относительную продолжительность первой стадии впрыскивания, относительную скорость на первой стадии впрыскивания и степень рециркуляции ОГ. Расчеты выполняются на отдельных режимах в соответствии с ISO 8178-4–2013 для выбранного диапазона нагрузок.

В качестве ограничений выступают максимально допустимое давление в цилиндре двигателя ($p_z < 22$ МПа), предельная скорость повышения давления ($dp/d\varphi \leq 0,65$ МПа/град) и заданное значение максимального давления впрыскивания топлива ($p_{впр} = 200$ МПа).

В начале расчетного поиска для каждого профиля характеристики впрыскивания, степени рециркуляции ОГ и диаметра сопловых отверстий проводится однофакторный эксперимент по углу опережения впрыскивания топлива при фиксированном значении цикловой подачи, которое подбирается для центра плана эксперимента $\varphi_{о.в.т} = 15^\circ$ из условия обеспечения требуемой мощности на режиме. Далее расчеты проводятся для степеней рециркуляции ОГ 0; 6,5 и 13 %.

Номинальный режим работы двигателя ($n = 2\ 100$ мин⁻¹, $N_e = 1\ 440$ кВт). Для отдельной характеристики впрыскивания изменение уровня выбросов вредных веществ при варьировании угла опережения впрыскивания и степени рециркуляции ОГ представлено на рис. 4. Точки на графиках (при отсчете справа налево) соответствуют значениям угла опережения впрыскивания $\varphi_{о.в.т} = 25, 20, 15, 10, 5^\circ$.

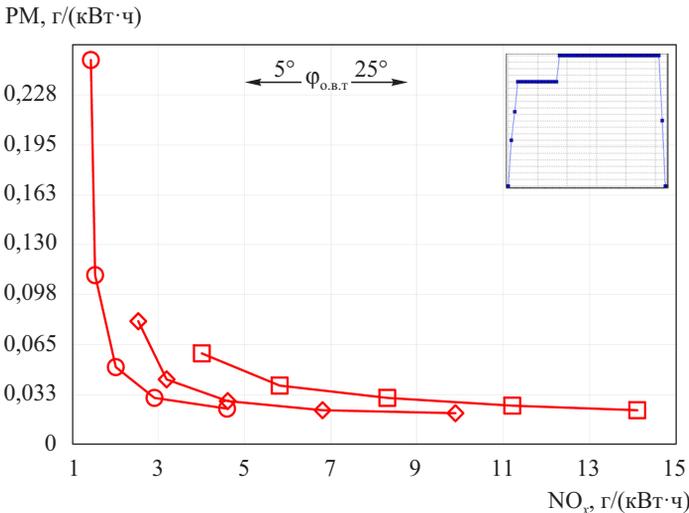


Рис. 4. Уровни вредных выбросов при изменении угла опережения впрыскивания топлива в координатах PM/ NO_x для характеристики 0,45/0,20:

□ — EGR = 0; ◇ — EGR = 6,5 %; ⊖ — EGR = 13 %

Для всех рассмотренных вариантов увеличение степени рециркуляции приводит к повышению уровня выбросов твердых частиц (PM) при снижении уровня выбросов оксидов азота (NO_x), что отчетливее проявляется на малых углах опережения впрыскивания. При этом для углов $\varphi_{о.в.т} \geq 20^\circ$ наблюдается значительное увеличение выбросов оксидов азота, в то время как при малых углах, особенно в условиях

рециркуляции ОГ, критически растет уровень выбросов РМ при незначительном улучшении относительно выбросов NO_x .

Заданные предельные значения скорости нарастания давления и максимального давления в цилиндре ограничивают область допустимых значений углов опережения впрыскивания:

$$\varphi_{\text{о.в.т}} \leq 10^\circ \text{ — для характеристик } 0,15/0,20; 0,15/0,40; 0,30/0,20;$$

$$\varphi_{\text{о.в.т}} \leq 15^\circ \text{ — для характеристик } 0,15/0,60; 0,45/0,20;$$

$$\varphi_{\text{о.в.т}} \leq 20^\circ \text{ — для характеристик } 0,30/0,40.$$

Для обобщения результатов на режиме номинальной мощности построены области значений выбросов вредных веществ для выбранных профилей характеристик впрыскивания (рис. 5–7).

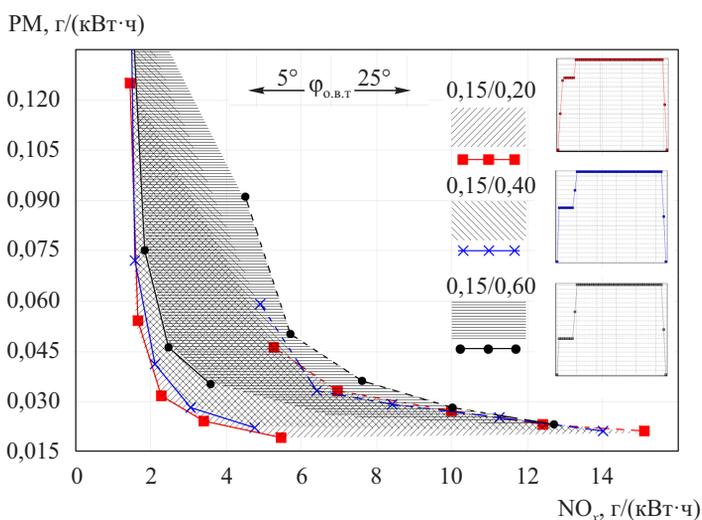


Рис. 5. Области значений вредных выбросов в координатах РМ/ NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,15/0,40; 0,15/0,60 при EGR = 13% (—) и EGR = 0 (---)

При постоянной продолжительности первого этапа впрыскивания с уменьшением скорости топливоподачи уровень выбросов растет независимо от наличия рециркуляции ОГ (см. рис. 5). На малых углах опережения впрыскивания для двигателя без рециркуляции наблюдается некоторый разброс получаемых значений, в то же время при более раннем впрыскивании значения начинают сходиться. Подобная ситуация характерна и для остальных графиков (см. рис. 6, 7).

Характеристики с меньшей подачей на первом этапе впрыскивания (0,30/0,40; 0,45/0,40; 0,30/0,60; 0,45/0,60) определяют значительное ухудшение эффективности рабочего процесса (в пределе на 25 г/(кВт·ч)) по сравнению с эффективностью для характеристики 0,15/0,20. Это происходит вследствие снижения интенсивности про-

цесса тепловыделения (рис. 8, а) и сопровождается изменением уровней выбросов: ростом РМ и снижением NO_x . Причем использование рециркуляции ОГ не приводит к такому радикальному увеличению РМ в интервале варьирования (рис. 8, б), что определяется меньшим влиянием степени рециркуляции на скорость тепловыделения.

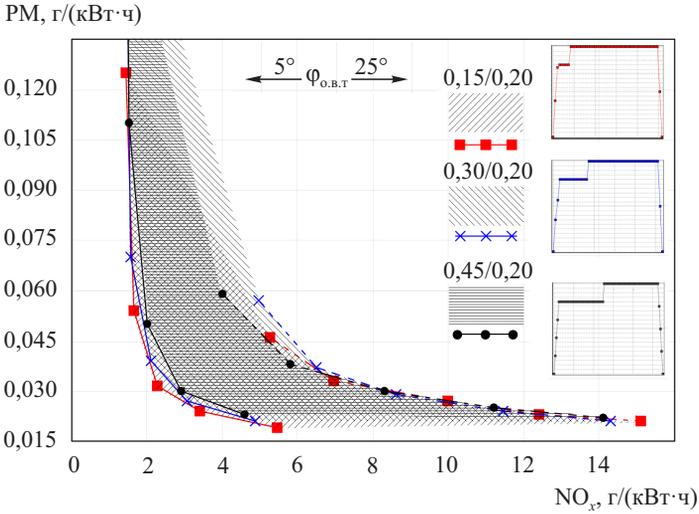


Рис. 6. Области значений вредных выбросов в координатах РМ/NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,20; 0,45/0,20 при EGR = 13 % (—) и EGR = 0 (---)

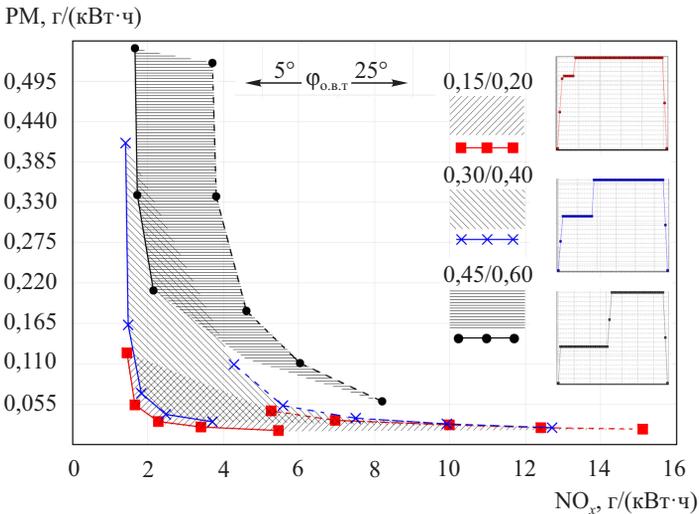


Рис. 7. Области значений вредных выбросов в координатах РМ/NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,40; 0,45/0,60 при EGR = 13 % (—) и EGR = 0 (---)

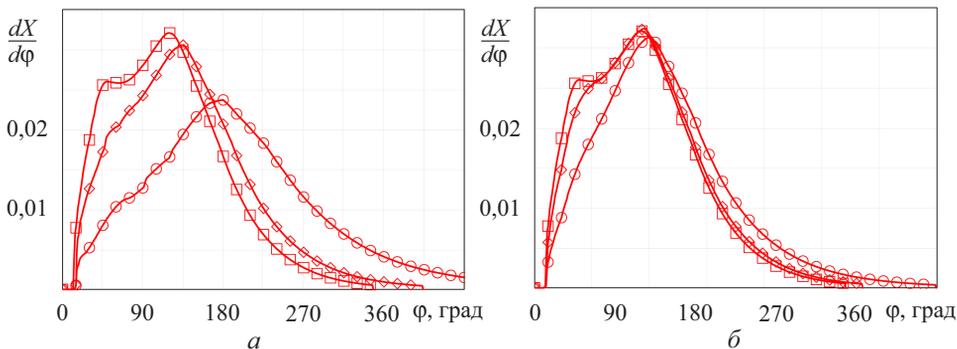


Рис. 8. Зависимость скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при $\varphi_{0,в.т} = 15^\circ$:

a — при изменении площади уступа, EGR = 0 (□ — 0,15/0,20; ◇ — 0,30/0,40; ⊕ — 0,45/0,60); *б* — при увеличении степени рециркуляции ОГ, профиль 0,15/0,20 (□ — EGR = 0; ◇ — EGR = 6,5 %; ⊕ — EGR = 13 %)

Во всех случаях при увеличении степени рециркуляции уровень вредных выбросов для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,20; 0,45/0,20 и 0,15/0,40 является предельным. Здесь практически одинаковые точки в координатах PM/NO_x реализуются при различных углах опережения впрыскивания топлива.

Режим средней мощности двигателя ($n = 1\,911\text{ мин}^{-1}$, $N_e = 824\text{ кВт}$). В соответствии с порядком расчетов, использованным на номинальном режиме, выполнена серия численных экспериментов, результаты которых нанесены на соответствующие графики в координатах PM/NO_x (рис. 9–11).

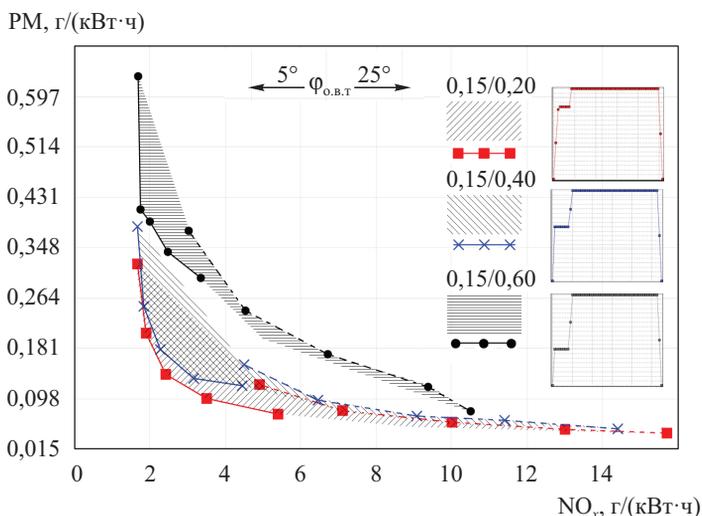


Рис. 9. Области значений вредных выбросов в координатах PM/NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,15/0,40; 0,15/0,60 при EGR = 13 % (—) и EGR = 0 (---)

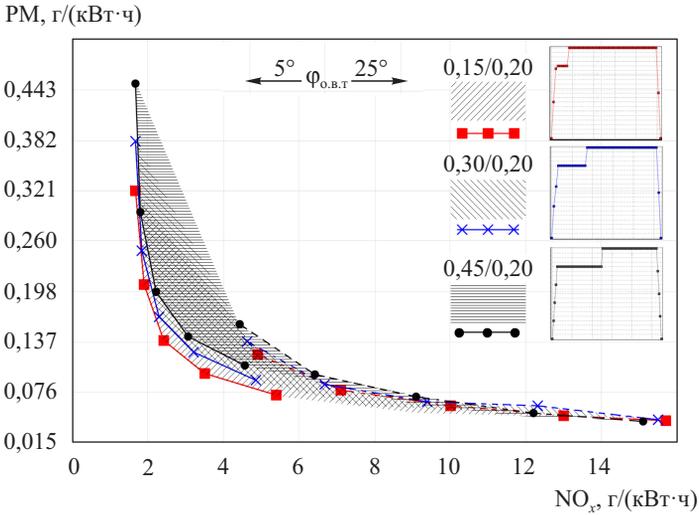


Рис. 10. Области значений вредных выбросов в координатах PM/NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,20; 0,45/0,20 при EGR = 13 % (—) и EGR = 0 (---)

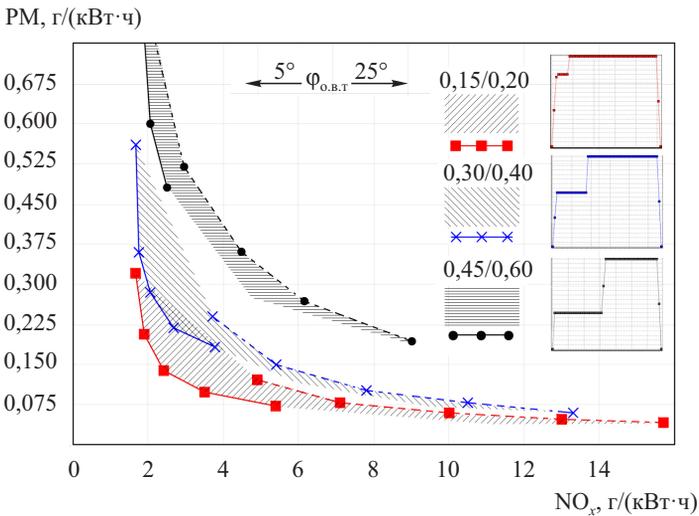


Рис. 11. Области значений вредных выбросов в координатах PM/NO_x для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,40; 0,45/0,60 при EGR = 13 % (—) и EGR = 0 (---)

На промежуточном режиме ($p_e = 1,4$ МПа) наблюдается рост уровня выбросов твердых частиц, что характерно при снижении среднего эффективного давления. При увеличении степени рециркуляции ОГ выбор профиля характеристики впрыскивания топлива менее значим для снижения уровня вредных выбросов, что также было отмечено на номинальном режиме работы. При этом уровень вред-

ных выбросов для характеристик 0,15/0,60; 0,30/0,40; 0,30/0,60; 0,45/0,40; 0,45/0,60 значительно выше, чем для характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,20; 0,45/0,20 и 0,15/0,40.

Наличие уступа в характеристике впрыскивания оказывает сильное влияние на кинетическую стадию сгорания. Только варианты 0,15/0,20, 0,30/0,20, 0,45/0,20 и 0,15/0,40 позволяют сгладить первый пик тепловыделения, характерный для режимов неполной нагрузки дизелей [16], тогда как остальные характеристики значительно снижают интенсивность всего процесса (рис. 12, а). При этом для рабочего процесса с высокой степенью рециркуляции первый пик тепловыделения вырожден для всех профилей характеристики впрыскивания (рис. 12, б). Такой результат позволяет рассчитывать на уменьшение жесткости сгорания и снижение уровня выбросов NO_x на высоком и продолжительном уступе.

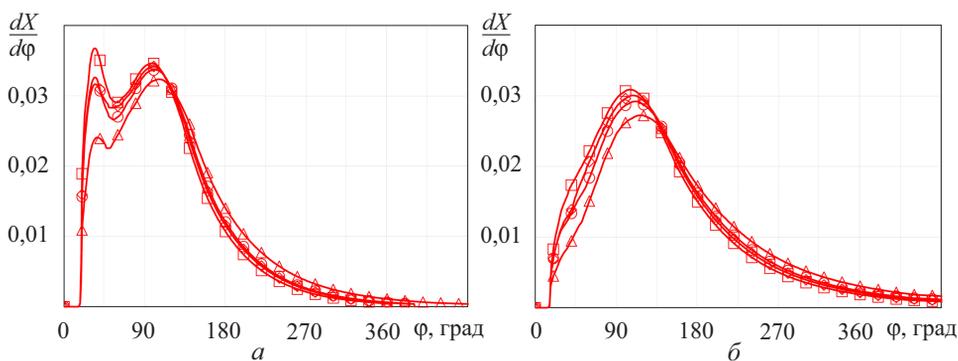


Рис. 12. Зависимость скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при $\varphi_{0,в.т} = 15^\circ$ для различных характеристик:

а — EGR = 0; б — EGR = 13 %; □ — 0,15/0,20; ◇ — 0,30/0,20; ⊖ — 0,45/0,20; △ — 0,15/0,40

Характеристики 0,15/0,20; 0,30/0,20; 0,45/0,20 и 0,15/0,40 обеспечивают схожие параметры токсичности, в том числе при отдельном рассмотрении выбросов NO_x , нормируемых в соответствии с требованиями, которые предъявляются для судовых двигателей. В связи с этим в качестве критериев могут выступать значения удельного эффективного расхода топлива, максимально допустимого давления и предельной скорости повышения давления в цилиндре двигателя. В табл. 1 приведены значения указанных параметров для двух режимов в зависимости от угла опережения впрыскивания топлива и выбранных характеристик впрыскивания.

Наилучший вариант выбирают без учета рециркуляции ОГ, так как в этом случае изменение параметров определяется непосредственно процессом смесеобразования. На обоих режимах с увеличением продолжительности первой стадии впрыскивания при относи-

тельной скорости подачи топлива 80 % удельный эффективный расход топлива возрастает, в то же время уровень максимального давления в цилиндре двигателя и жесткость сгорания уменьшаются. Это влияние особенно важно на номинальном режиме, когда для обеспечения надежной работы двигателя можно увеличить продолжительность уступа характеристики впрыскивания при незначительном ухудшении экономичности.

Таблица 1

**Значения параметров номинального (числитель)
и промежуточного (знаменатель) режимов работы двигателя
для различных характеристик впрыскивания без рециркуляции ОГ**

Параметр режима работы	Угол опережения впрыскивания топлива $\varphi_{o.v.t}$, град				
	5	10	15	20	25
<i>Характеристика 0,15/0,20</i>					
g_e , г/(кВт·ч)	208/208	202/204	199/203	199/206	203/211
p_z , МПа	178/109	197/126	222/142	250/157	280/169
dp/df , МПа/град	3,70/2,1	4,4/4,0	7,20/5,41	8,30/5,95	9,1/6,1
<i>Характеристика 0,30/0,20</i>					
g_e , г/(кВт·ч)	211/209	204/205	200/204	200/206	203/210
p_z , МПа	175/106	193/123	216/139	243/153	273/166
dp/df , МПа/град	3,70/2,05	4,25/3,60	6,70/5,10	7,8/5,63	8,6/5,87
<i>Характеристика 0,45/0,20</i>					
g_e , г/(кВт·ч)	212/210	204/205	201/204	200/206	202/211
p_z , МПа	173/105	192/122	214/138	241/153	269/165
dp/df , МПа/град	3,60/2,05	4,25/3,50	6,50/5,00	7,50/5,58	8,50/5,84
Примечание: g_e — удельный эффективный расход топлива; p_z — максимальное давление цикла; dp/df — скорость нарастания давления.					

Таким образом, при оптимизации рабочего процесса двигателей судового назначения следует рассматривать варианты характеристик 0,15/0,20; 0,30/0,20 и 0,45/0,20. Они обеспечивают наилучшие показатели на рассмотренных режимах работы.

Формирование переднего фронта в топливных системах Common Rail. Проведенные расчетные оптимизационные исследования позволили обосновать необходимость управления передним фронтом характеристики впрыскивания для разных режимов работы двигателей и его универсализации путем регулирования угла опережения впрыс-

квивания. При выборе одного профиля переднего фронта характеристики впрыскивания среди нескольких найденных оптимальных решений можно отказаться от трудно реализуемых конструкций топливоподающей аппаратуры, например, с двумя каналами управления и мультипликаторами давления.

Исходя из этого разработаны несколько конструкций форсунок для топливных систем типа Common Rail, способных управлять передним фронтом характеристики впрыскивания. В частности, можно реализовать способ управления, характерный для традиционных топливных систем, — применение форсунки с дополнительным регулирующим сечением в распылителе (рис. 13, а).

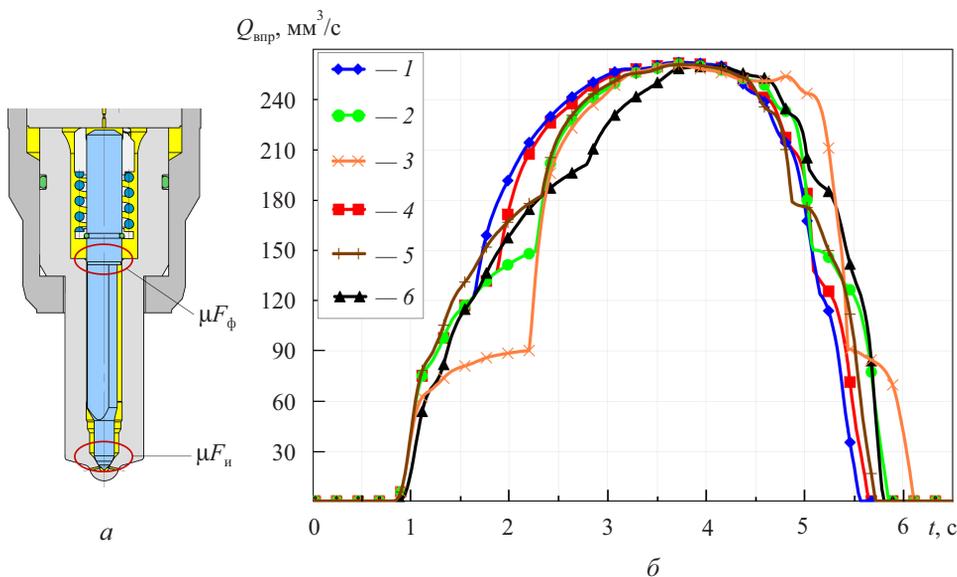


Рис. 13. Форсунка с дополнительным регулирующим сечением:

а — конструкция распылителя; б — расчетная расходная характеристика при различных параметрах топливной системы (параметры кривых 1–6 указаны в табл. 2)

Таблица 2

Конструктивные параметры топливной системы, обеспечивающие заданную расходную характеристику

Расходная характеристика (см. рис. 13, б)	Ход иглы открытия дополнительного управляющего сечения, мм	Радиальный зазор между иглой и распылителем, мкм	Эффективная площадь сечения входного жиклера камеры управления, мм ²
1	0,07	20	0,03
2	0,15	20	0,03
3	0,15	10	0,03
4	0,10	20	0,03
5	0,15	40	0,03
6	0,15	40	0,033

В начале впрыскивания подъем иглы мал и топливо преодолевает два гидравлических сопротивления. Первое из них — дополнительное управляющее сечение форсунки μF_{ϕ} , а второе — управляющее сечение запорного конуса иглы $\mu F_{и}$. При малых подъемах иглы сечение μF_{ϕ} обусловлено величиной зазора между иглой и распылителем. В этот период вследствие уменьшения напора расход топлива в камеру сгорания снижен.

При некотором подъеме иглы сечение μF_{ϕ} практически перестает влиять на течение топлива, определяющим становится сечение $\mu F_{и}$, которое продолжает увеличиваться до максимального размера.

Временная зависимость расхода топлива $Q_{впр}$ через форсунку для двухступенчатого процесса впрыскивания показана на рис. 13, б. Параметры форсунки для исследуемого двигателя: максимальный ход иглы 0,30 мм, диаметр иглы 6 мм, диаметр канала перед соплами 1,9 мм, диаметр сопел 0,31 мм, количество сопел 8, коэффициент продольной податливости $2,1 \text{ мм}^{-1}$.

В данном случае простота технического решения обеспечивается тем, что изменения касаются только распылителя и иглы, при этом необходимо выдерживать еще один сборочный размер — ход иглы открытия дополнительного управляющего сечения. Совокупность этих параметров определяет профиль характеристики, пригодный для основного диапазона изменения мощности судового двигателя.

Заключение. Математическая модель программного комплекса «ДИЗЕЛЬ-РК» позволяет оценить влияние параметров топливной аппаратуры на уровень токсичности ОГ в заданном диапазоне нагрузок. Существенное влияние на оптимизацию номинального режима оказывают ограничения максимально допустимого давления в цилиндре и жесткости цикла. Они приводят к необходимости формирования ступенчатого переднего фронта характеристики топливоподачи с интенсивностью 80 % и переменной продолжительностью (15; 30; 45 %) впрыскивания на первом этапе. Наибольший эффект от профилирования характеристик впрыскивания получен при отсутствии рециркуляции ОГ. С ростом степени рециркуляции эффект уменьшается.

На промежуточных режимах характеристики впрыскивания 0,15/0,20; 0,30/0,20 и 0,45/0,20 позволяют снизить интенсивность кинетической стадии сгорания за счет уменьшения количества топлива, испарившегося в камере сгорания за период задержки воспламенения.

Представляется перспективным проектирование топливной аппаратуры, позволяющей формировать характеристики впрыскивания применительно к каждому отдельному режиму с относительной интенсивностью 80 % и переменной продолжительностью впрыскивания на первом этапе. Для формирования оптимального профиля характеристики впрыскивания применимы относительно простые тех-

нические решения. В частности, можно использовать форсунку с дополнительным регулирующим сечением в распылителе.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках темы 2015-14-579-0052-002 «Разработка инновационных конструкций и средств расчетных исследований высоконапорной топливной аппаратуры с перспективными техническими показателями» (уникальный идентификатор ПНИ RFMEFI57715X0114).

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Desantes J.M., Benajes J., Molina S., González C.A. The modification of Fuel Injection Rate in Heavy-Duty Diesel Engines. Part 1: Effects on Engine Performance and Emissions. *Applied Thermal Engineering*, 24:2701–2714, 2004.
- [2] Zhao H., ed. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines*. Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2010.
- [3] Грехов Л.В., Денисов А.А., Старков Е.Е. Впрыскивание дизельного топлива под давлением до 400 МПа. *Национальная ассоциация ученых*, 2015, № 8 (13), ч. 1, с. 24–28.
- [4] Ziegler G. Euro 4 and Beyond — Role of Diesel Fuel Injection Systems. *SIAT Conference*, 2005, 9 p.
- [5] Luckhchoura V. *Modeling of injection-rate shaping in diesel engine combustion. Doctor's Degree Dissertation*. Aachen, 2010, 133 p.
- [6] Grzeschik P., Laumen H.-J. FEV HiFORS: A new passenger car Diesel injector with continuous rate shaping for 2500 bar injection pressure. *Combustion Engines*, 2014, 157 (2), pp. 36–44.
- [7] Whitelaw J.H., Payri F., Arcoumanis C., Desantes J.-M. Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2. *Selected papers from the THIESEL 2002 Conference*. Valencia, Spain, 11–13 September 2002.
- [8] Carbonell D., Oliva A., Perez-Segarra C.D. Implementation of Two- Equation Soot Flamelet Models for Laminar Diffusion Flamelets. *Combustion and Flame*, 156 (3), 2009, pp. 621–632.
- [9] Fink C., Drescher M., Rabe R., Harndorf H. Hydraulic measures to improve common-rail injection system performance — Impact of injection rate shaping on emissions of a medium speed diesel engine. *CIMAC Congress*. Shanghai, China, May 13–16, 2013.
- [10] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2013, no. 2013-01-0882.
- [11] Grekhov L., Mahkamov K., Kuleshov A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovated Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software. *SAE Intern. Tech. Pap. Ser.*, 2015, no. 20159328, 14 p.
- [12] *ISO 8178-4-2013. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Измерение выброса продуктов сгорания. Ч. 4: Испытательные циклы для двигателей различного применения на установившихся режимах*. Москва, 2014, 23 с.
- [13] Tanabe K., Kohketsu S., Nakayama S. Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy-Duty Direct-Injection Diesel Engine. *SAE Paper*, 2005, no. 2005-01-0907.

- [14] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС. Дис. ... д-ра техн. наук.* Москва, 2011, 235 с.
- [15] Бочков М.В., Захаров А.Ю., Хвисевич С.Н. Образование NO_x при горении метановоздушных смесей в условиях совместного протекания процессов химической кинетики и молекулярной диффузии. *Математическое моделирование*, 1997, т. 9, № 3, с. 13–28.
- [16] Heywood J.V. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 1988, 676 p.

Статья поступила в редакцию 09.01.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Маластовский Н.С., Барченко Ф.Б., Грехов Л.В., Кулешов А.С., Денисов А.А., Старков Е.Е. Формирование требований к характеристике впрыскивания высокооборотного дизеля в целях снижения токсичности. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 3.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1594>



Маластовский Николай Сергеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: nik_malans@mail.ru



Барченко Филипп Борисович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: barchenco@mail.ru



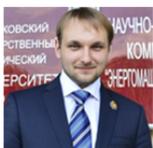
Грехов Леонид Вадимович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: lgrekhov@power.bmstu.ru



Кулешов Андрей Сергеевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: kuleshov_as@power.bmstu.ru



Денисов Александр Александрович — ассистент кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.
e-mail: adenisov@bmstu.ru



Старков Егор Евгеньевич — аспирант кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: starkovee@gmail.com

Determining the Diesel fuel injection rate shaping requirements for emission control purposes

© N.S. Malastowski, F.B. Barchenko, L.V. Grekhov,
A.S. Kuleshov, A.A. Denisov, E.E. Starkov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

Emission reduction is the key issue for modern engines engineering process. Therefore, fuel injection equipment development based on ecological legislations is important today. We performed modern diesel engine's combustion simulation to determine the fuel injection process requirements. The field of engine design parameters included the following values: number and diameter of the injector nozzles, the boot length and pressure of injection, EGR ratio, start of injection (SOI) timing. Simulations were carried out for modes according to ISO 8178-4 for the selected range of loads for marine engines. Based on the findings recommendations were introduced for injection rate shaping using an injector with an additional controlling section in the nozzle.

Keywords: optimization, working process, emission level, injection rate shape, уснмательные циклы, operation modes, EGR, modeling

REFERENCES

- [1] Desantes J.M., Benajes J., Molina S., González C. A. The modification of Fuel Injection Rate in Heavy-Duty Diesel Engines. Part 1: Effects on Engine Performance and Emissions. *Applied Thermal Engineering*, 24:2701–2714, 2004.
- [2] Zhao H., ed. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development, Vol. 1: Gasoline and Gas Engines*. Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2010.
- [3] Grekhov L.V., Denisov A.A., Starkov E.E. *Natsionalnaya assotsiatsiya uchenykh — The National Association of Scholars*, 2015, no. 8 (13), part 1, pp. 24–28.
- [4] Ziegler G. Euro 4 and Beyond — Role of Diesel Fuel Injection Systems. *SIAT Conference*, 2005, 9 p.
- [5] Luchhchoura V. *Modeling of injection-rate shaping in diesel engine combustion. Doctor's Degree Dissertation*. Aachen, 2010, 133 p.
- [6] Grzeschik P., Laumen H.-J. FEV HiFORS: A new passenger car Diesel injector with continuous rate shaping for 2500 bar injection pressure. *Combustion Engines*, 2014, 157 (2), pp. 36–44.
- [7] Whitelaw J.H., Payri F., Arcoumanis C., Desantes J.-M. Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2: *Selected papers from the THIESEL 2002 Conference*. Valencia, Spain, 11–13 September 2002.
- [8] Carbonell D., Oliva A., Perez-Segarra C.D. Implementation of Two- Equation Soot Flamelet Models for Laminar Diffusion Flamelets. *Combustion and Flame*, 156(3):621–632, 2009.
- [9] Fink C., Drescher M., Rabe R., Harndorf H. Hydraulic measures to improve common-rail injection system performance — Impact of injection rate shaping on emissions of a medium speed diesel engine. *CIMAC Congress*. Shanghai, China, May 13–16, 2013.

- [10] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2013, no. 2013-01-0882
- [11] Grekhov L., Mahkamov K., Kuleshov A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovated Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software. *SAE Intern. Tech. Pap. Ser.*, 2015, no. 20159328, 14 p.
- [12] ISO 8178-4-2013. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya porshnevyye. Izmerenie vybroso produktov sgoraniya. Chast 4. Ispytatelnye tsikly dlya dvigateley razlichnogo primeneniya na ustanovivshikhsya rezhimakh* [Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 4. Steady-state test cycles for different engine applications]. Moscow, 2014, 23 p.
- [13] Tanabe K., Kohketsu S., Nakayama S. Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy-Duty Direct-Injection Diesel Engine. *SAE Tech. Paper*, 2005, no. 2005-01-0907.
- [14] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochnik protsessov DVS. Dis. ... d-ra tekhn. nauk* [The development of methods of calculation and optimization of the internal combustion engines working processes. Dr. Sc. (Engineering) Dis.]. Moscow, 2011, 235 p.
- [15] Bochkov M.V., Zakharov A.Yu., Khvisevich S.N. *Matematicheskoye modelirovaniye — Mathematical Models and Computer Simulations*, 1997, vol. 9, no. 3, pp. 13–28.
- [16] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, 1988, 676 p.

Malastowski N.S., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: nik_malans@mail.ru

Barchenko F.B., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: barchenco@mail.ru

Grekhov L.V., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: lgrekhov@power.bmstu.ru

Kuleshov A.S., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: kuleshov_as@power.bmstu.ru

Denisov A.A., Assistant Lecturer, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: adenisov@bmstu.ru

Starkov E.E., post-graduate, Department of the Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: starkovee@gmail.com