

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 8ЧН21/21, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ МИЛЛЕРА

Н.С. Кочев, начальник бюро

ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Л.В. Плотников, к.т.н. (доцент), доцент

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Н.И. Григорьев, к.т.н., главный конструктор

ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Екатеринбург

Представлены результаты доводочных работ по совершенствованию процесса топливоподачи тепловозного дизельного двигателя 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера, в целях улучшения его технико-экономических и экологических показателей. Рассмотрены особенности применения цикла Миллера на дизеле, работающем на режимах тепловозной характеристики. Проведены стендовые испытания дизельного двигателя на ООО «Уральский дизель-моторный завод», в результате которых были установлены оптимальные углы опережения впрыска топлива на различных режимах работы тепловозного дизеля. Получены количественные результаты влияния угла опережения впрыска топлива на удельный эффективный расход топлива и экологические показатели дизеля. Предложены технические решения, позволяющие улучшить процесс топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН 21/21.

Известно, что выработка энергии двигателями внутреннего сгорания (ДВС), работающими на ископаемом топливе, составляет около 25 % в мировом энергетическом балансе, при этом в атмосферу выбрасывается около 10 % парниковых газов [1]. Снижение удельного расхода топлива и выбросов вредных веществ — основные задачи исследователей и производителей двигателей в течение многих лет. При этом потенциал ДВС в области улучшения экономичности и их экологических показателей полностью не исчерпан [1, 2].

Эффективные показатели поршневых ДВС во многом обеспечиваются степенью синхронизации алгоритмов работы его узлов и агрегатов. Решающая роль в этом процессе отводится согласованности функционирования систем газораспределения, топливоподачи и турбонаддува (при

наличии). Моделирование совместной работы указанных систем при помощи различных программных комплексов позволяет лишь приблизиться к выбору оптимальных алгоритмов их работы. Итоговую регулировку можно выполнить только при проведении доводочных моторных испытаний.

Большое количество публикаций посвящено исследованию влияния параметров системы топливоподачи (давление впрыска, угол опережения впрыска топлива (УОВТ), конструкция распыливающих отверстий, закон подачи топлива и т. д.) на технико-экономические и экологические показатели ДВС, часть из которых будет рассмотрена далее. Так, можно выделить классические работы отечественных и зарубежных авторов, в которых приводятся результаты исследований влияния УОВТ на процессы смесеобразования и сгорания, КПД, удельный расход топлива и количество вредных выбросов, выполненных на двигателях разных размерностей и назначений [3–7]. Следует отметить, что большинство из этих работ выполнены на основе стендовых испытаний, что свидетельствует о сложности исследуемых процессов, которые трудно описать с помощью математических моделей. Только статьи [6, 7] основаны на численном моделировании рабочего процесса дизелей в целях поиска оптимальных параметров (настроек) топливной системы. В результате авторами установлено, что влияние УОВТ на технические, экономические и экологические показатели существенно. Оптимальная настройка УОВТ позволяет повысить мощность дизеля до 5 %, уменьшить удельный расход топлива в среднем на 3 %, заметно снизить выбросы вредных веществ (например, снижение выбросов NO_x с отработавшими газами достигает 10 %) по сравнению с исходной модификацией. Интересные результаты были получены Xu Z. и др. в работе [8], в которой сравнивались основные характеристики автомобильного двигателя с наддувом

при его работе на установившихся и переходных режимах с разными настройками УОВТ. Дополнительно можно выделить ряд работ по оптимизации параметров топливной системы (в том числе УОВТ) для двигателей, работающих на разных видах топлива, например, на биотопливе с разным процентным содержанием растительных масел [9, 10], на топливе с добавлением рапсового масла [11, 12], на керосине [13, 14], метаноле [15, 16] и водо-топливной эмульсии (или впрыском мочевины) [17, 18]. В большинстве случаев применение альтернативного топлива и регулировка топливной системы приводят к существенному снижению концентрации вредных веществ в отработавших газах (до двух раз по сравнению с базовыми значениями) при сохранении мощностных показателей ДВС.

В статье представлены результаты стендовых испытаний по доводке процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера, для улучшения его технико-экономических и экологических показателей, что является логическим продолжением работ по совершенствованию рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя, представленных в предыдущей статье [19].

Объект исследования — дизель 8ЧН21/21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод», Екатеринбург): 4-тактный с V-образным расположением цилиндров под углом 90°, непосредственным впрыском топлива, жидкостной системой охлаждения закрытого типа, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, системой смазки с «сухим» картером. Номинальная мощность двигателя составляла 882 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин, максимальный крутящий момент 6000 Н·м.

В результате предыдущих исследований [19] было установлено, что «потери Миллера», связанные с сокращением времени открытия впускных клапанов и некоторым ухудшением качества газообмена в цилиндрах, можно частично компенсировать увеличением давления наддува (подбором оптимальных проточных частей турбокомпрессоров), а также корректировкой угла опережения впрыска топлива, но более подробной информации представлено не было. Соответственно, основная цель настоящих исследований состояла в синхронизации процесса топливоподачи с фазами газораспределения дизеля 8ЧН21/21. Кроме того, ранее представленные в статье [19] результаты были получены для номинального режима работы дизеля, хотя не менее важным режимом работы тепловозного ДВС следует считать холостой ход. Согласно статистике, тепловозы, задействованные на маневровой и маневрово-

вывозной работе, могут иметь до 90 % временной наработки на режиме холостого хода [20].

Поскольку внедрение цикла Миллера оказало отрицательное влияние на показатели, определяющие качество смесеобразования в цилиндрах дизеля, то для их восстановления был использован широко применяемый метод — повышение давления впрыска топлива (первый этап оптимизации). Дополнительно был проведен поиск оптимального алгоритма изменения угла опережения впрыска топлива до прихода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) в процессе сжатия в зависимости от режима работы дизеля (второй этап модернизации).

В ходе проведения стендовых испытаний дизеля 8ЧН21/21 измерялись параметры, указанные в табл. 1. Точность измерения обеспечивалась техническими характеристиками измерительного оборудования моторного стенда.

Реализация первого этапа модернизации осуществлялась за счет установки топливного насоса высокого давления (ТНВД), обеспечи-

Таблица 1

Перечень измеряемых параметров и погрешность их определения

Наименование параметра	Максимально допустимая погрешность измерения или расчета по ГОСТ 10448
Частота вращения, с ⁻¹	± 1,0 %
Крутящий момент двигателя на валу отбора мощности, Н·м	± 1,5 %
Тормозная мощность, кВт	± 2,5 %
Атмосферное давление, кПа (мм рт. ст.)	± 0,5 %
Относительная влажность воздуха на впуске, %	± 5,0 %
Расход топлива, кг/с (кг/ч)	± 1,0 %
Расход воздуха, кг/с (кг/ч)	± 5,0 %
Температура наддувочного воздуха за охладителем, К	± 4 К
Температура воздуха на входе в турбокомпрессор, К	± 2 К
Температура охлаждающей жидкости на входе в охладитель наддувочного воздуха, К	± 4 К
Температура отработавших газов за турбиной, К	± 20 К
Температура воды на выходе из двигателя, К	± 4 К
Температура воды на входе в двигатель, К	± 4 К
Температура смазочного масла на входе и выходе из двигателя, К	± 2 К
Противодавление на выпуске, кПа (мм вод. ст.)	± 5,0 %
Давление воздуха на входе в ТК, кПа (мм вод. ст.)	± 1,5 %
Давление наддувочного воздуха, кПа	± 2,0 %
Давление смазочного масла, МПа (кгс/см ²)	± 5,0 %
Концентрация оксидов азота NO _x в приведении к NO ₂ , ppm	± 10,0 %
Концентрация оксида углерода CO, ppm	± 5,0 %
Концентрация углеводородов CH, ppm	± 5,0 %

**Результаты испытаний дизеля 8ЧН21/21
с разными способами осуществления рабочего цикла
и конструкциями распылителя форсунки**

№ варианта	Рабочий цикл	Формула распылителя форсунки	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	Максимальное давление сгорания, МПа	Эмиссия NO _x , г/кВт·ч	Дымность
1	Базовый цикл	8×0,4×145°	217,8	15,4	19,4	0,87
2	Цикл Миллера	8×0,4×145°	212,9	14,5	14,2	1,74
3	Цикл Миллера	9×0,31×153°	215,1	14,9	9,8	3,44

вающего давление топлива на выходе из нагнетающих штуцеров на уровне 100 МПа на номинальном режиме работы. У базового ТНВД данный параметр составлял около 70 МПа. При этом конструкция ТНВД претерпела изменения только за счет установки новых плунжерных пар (был увеличен диаметр плунжера и геометрия отсечной кромки). Блочная конструкция ТНВД, привод вала насоса, а также прочие технические особенности остались в новом насосе без изменений. Также в ходе этого этапа исследований на основе аналитических расчетов и моделирования рабочего цикла дизеля был осуществлен подбор альтернативных формул распылителей форсунок для поддержания эквивалентного объема подаваемого топлива при повышении давления впрыска и для обеспечения оптимальной геометрии топливного факела. В табл. 2 представлены результаты сравнительных испытаний базового дизеля (вариант № 1), дизеля с циклом Миллера и базовой топливной системой (вариант № 2), а также дизеля с циклом Миллера и модернизированной топливной системой (вариант № 3) на режиме номинальной мощности. В результате испытаний была определена формула распылителя, показавшая наиболее стабильные показатели распыла на различных режимах работы дизеля — $9 \times 0,31 \times 153^\circ$, отличная от формулы базового распылителя — $8 \times 0,4 \times 145^\circ$. Следует отметить, что конструкция и регулировки форсунки остались без изменений (давление начала подъема иглы распылителя (начало впрыска) — 26^{+1} МПа).

Таким образом, наилучшие результаты по удельному эффективному расходу топлива относятся к варианту № 2, что свидетельствует о достаточной степени согласованности базовой топливной системы с рабочим процессом модернизированного дизеля. Вариант №3 (при установке ТНВД с повышенным давлением впрыска топлива) прогнозируемого положительного эффекта не показал.

Для поиска причин аномального ухудшения показателей дизеля при увеличении давления впрыска, а соответственно, и тонкости распыла топлива, были проведены измерения мгновенной частоты (скорости) вращения кулачкового вала ТНВД, а также измерения его фазовой отметки (угла отклонения) по углу поворота вала (рис. 1). Данные получены на номинальном режиме работы дизеля (частота вращения кулачкового вала

ТНВД 700 мин^{-1}). В результате была выявлена высокая неравномерность частоты вращения кулачкового вала ТНВД, а также крутильные колебания кулачка вала относительно угла его поворота. Максимальная амплитуда колебаний кулачка составила около 9° . Результаты исследований других авторов показывают, что это оказывает существенное влияние на процессы смесеобразования и сгорания [21].

Анализ графиков, приведенных на рис. 1, указывает на то, что в момент начала впрыска топлива возникает некоторое «запаздывание» положения кулачка вала ТНВД относительно привода распределительного вала дизеля. Соответственно, начало впрыска топлива смещается ближе к ВМТ. Кроме того, возникают дополнительные колебания скорости кулачкового вала ТНВД (неравномерность частоты вращения). По мнению авторов, эти процессы являются причинами несоответствия действительного и прогнозируемого качества распыла топлива в камере сгорания, что стало причиной увеличения расхода топлива и дымности отработавших газов.

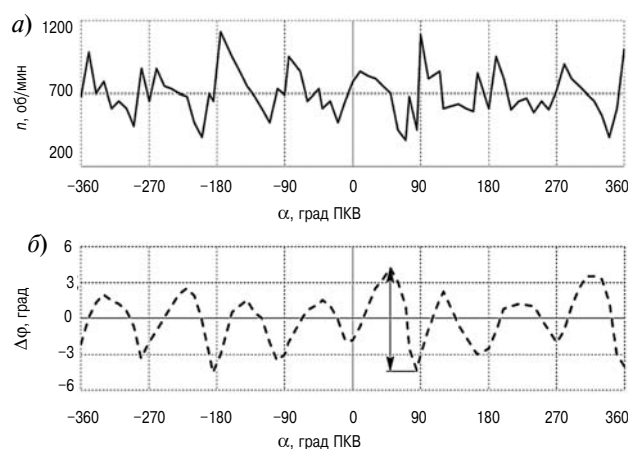


Рис. 1. Зависимости мгновенных значений частоты вращения n' (а) и угла отклонения кулачка $\Delta\phi$ (б) вала насоса от угла поворота кулачкового вала ТНВД α при номинальном режиме работы дизеля 8ЧН21/21

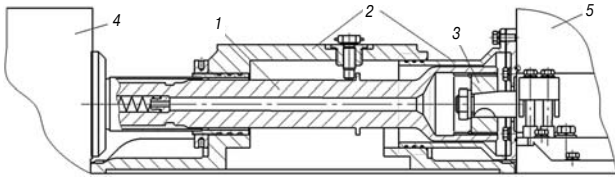


Рис. 2. Общий вид базовой конструкции привода ТНВД дизеля 8СН21/21:

1 — рессора приводная; 2 — кожух; 3 — втулка шлицевая; 4 — привод; 5 — топливный насос высокого давления

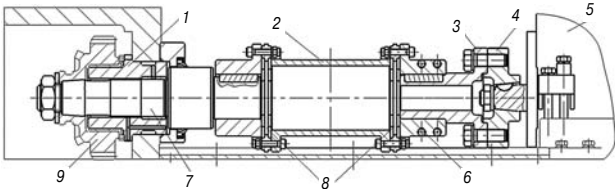


Рис. 3. Общий вид модернизированной конструкции привода ТНВД:

1 — буска; 2 — проставка; 3 — фланец приводной; 4 — фланец ТНВД; 5 — топливный насос высокого давления; 6 — ступица; 7 — вал приводной; 8 — муфта пластинчатая; 9 — шестерня приводная

Наиболее вероятно, что источником возникновения указанных негативных явлений служит «перекладка» элементов привода ТНВД, которые представляют собой шлицевую рессору, входящую в зацепление с распределительным валом дизеля через промежуточные шестерни (рис. 2). Для устранения указанного конструктивного недостатка было принято решение об изменении конструкции привода ТНВД в целях увеличения его жесткости. Шлицевая рессора была заменена муфтовой конструкцией с жесткими конусными посадками и применением упругих элементов для компенсации крутильных колебаний (рис. 3).

Применение модернизированной конструкции привода ТНВД в дизеле 8СН21/21 оказало положительное влияние как на топливную экономичность, так и на выбросы вредных веществ с отработавшими газами (табл. 3). Улучшение

основных показателей ДВС распространяется на все исследуемые варианты дизеля, но наибольший положительный эффект был получен при одновременном применении повышенного давления впрыска топлива (вариант № 3 в табл. 3). В этом случае получен удельный расход топлива на 2,7 % меньше, чем в базовой конфигурации дизеля, выбросы NO_x снизились в 2 раза, дымность отработавших газов возросла на 33 %.

На втором этапе исследований были проведены испытания дизеля 8СН21/21 с различными углами опережения впрыска топлива. Диапазон углов в процессе испытаний составил от 12° до 40° до верхней мертвой точки с шагом в 2° поворота коленчатого вала (ПКВ). В базовом варианте дизеля 8СН21/21 УОВТ составлял 33–35° до ВМТ и не изменялся в зависимости от режима работы. Испытания проводились в соответствии с режимной работой маневрового тепловоза (имитировалась нагрузки по восьми позициям контроллера управления).

В статье приведены результаты испытаний по двум наиболее характерным режимам работы двигателя в условиях маневрового тепловоза, а именно:

1) позиция № 1 контроллера тепловоза (частота вращения коленвала $n = 520$ об/мин, мощность 155 кВт, затрачиваемая на собственные нужды тепловоза);

2) номинальная нагрузка ($n = 1400$ об/мин и мощность 882 кВт).

Результаты испытаний представлены на рис. 4 и 5 и соответствуют варианту № 3 конфигурации дизеля (табл. 3). В качестве целевых показателей эффективности работы дизеля были выбраны удельный эффективный расход топлива (b_e) и выбросы NO_x с отработавшими газами при условии сохранения мощности.

Анализ полученных результатов показал, что наименьшее значение удельного эффективного расхода топлива при $n = 520$ об/мин достигается при УОВТ 24° ПКВ до ВМТ и составляет 252,1 г/кВт·ч. Для номинального режима работы

Таблица 3

Результаты испытаний дизеля 8СН21/21 с разными способами осуществления рабочего цикла, конструкциями распылителя форсунки и новым приводом ТНВД

№ варианта	Рабочий цикл	Формула распылителя форсунки	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	Максимальное давление сгорания, МПа	Эмиссия NO _x , г/кВт·ч	Дымность
1	Базовый цикл	8×0,4×145°	217,3	15,8	19,3	0,83
2	Цикл Миллера	8×0,4×145°	212,1	14,0	13,9	1,66
3	Цикл Миллера	9×0,31×153°	211,4	14,8	8,8	1,34

дизеля наименьший удельный расход топлива достигается при УОВТ 34° до ВМТ и составляет 211,4 г/кВт·ч. Также стоит отметить, что в диапазоне УОВТ от 32° до 40° наблюдается некоторая стабилизация расхода топлива на номинальном режиме в пределах 211,4–214,3 г/кВт·ч.

Что касается концентрации NO_x, то по мере увеличения УОВТ происходит ее постепенный рост вне зави-

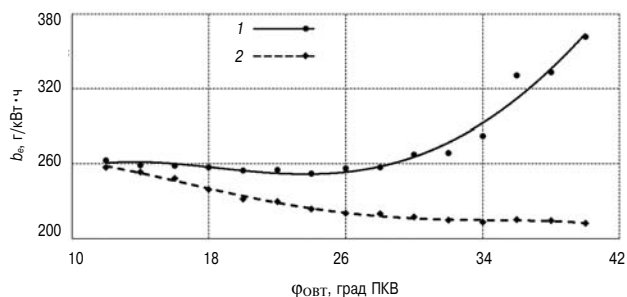


Рис. 4. Зависимости удельного эффективного расхода топлива b_e от угла опережения впрыска топлива $\Phi_{\text{овт}}$ для разных режимов работы дизеля:

1 — позиция № 1 (холостой ход); 2 — номинальная мощность

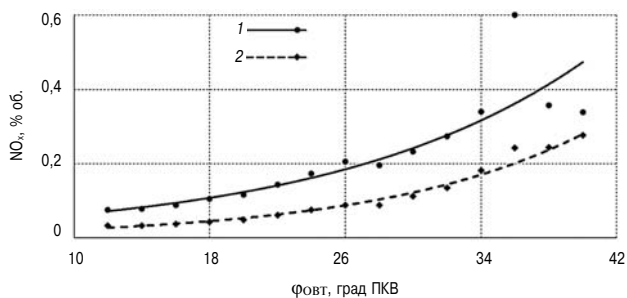


Рис. 5. Зависимости концентрации NO_x от угла опережения впрыска топлива $\Phi_{\text{овт}}$ для разных режимов работы дизеля:

1 — позиция № 1 (холостой ход); 2 — номинальная мощность

симости от режима работы дизеля. Тем не менее, в диапазоне УОВТ от 24° до 34° выбросы NO_x находятся в пределах допустимых значений согласно требованиям ГОСТ 31967–2012. Таким образом, поиск диапазона оптимальных УОВТ по показателям выбросов NO_x стал не актуальным.

Полученные зависимости позволили определить оптимальный УОВТ во всем диапазоне режимов работы дизеля. Он находится в пределах $24\text{--}34^\circ$ до ВМТ и имеет тенденцию к росту по мере возрастания нагрузки. Поскольку зависимость оптимального УОВТ от нагрузки не является линейной, то для реализации алгоритма его изменения во время работы дизеля потребуется внедрение технических устройств типа обгонной муфты [22], сервопривода и т. п., что дополнительно усложнит привод насоса. Альтернативный вариант повышения эластичности закона топливоподачи, предлагаемый авторами, — конструктивная доработка отсечной кромки плунжера (рис. 6).

Новая конструкция плунжера позволила гидравлически изменить закон топливоподачи таким образом, что при низких объемах цикловой подачи происходит смещение начала процесса впрыска в сторону ВМТ (моделируется

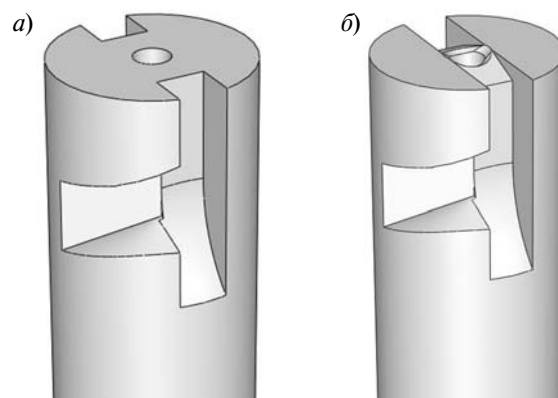


Рис. 6. Общий вид базового (а) и модернизированного (б) плунжера ТНВД

механическое изменение УОВТ). В то же время при номинальной цикловой подаче топлива сохраняется оптимальный УОВТ на уровне 34° .

На основании проведенного комплекса экспериментальных исследований рабочего процесса дизеля 8ЧН21/21 можно сформулировать следующие основные выводы:

- повышение давления впрыска топлива, в общем случае, — эффективный метод компенсации «потерь Миллера»;
- повышение давления впрыска топлива от 70 до 100 МПа за счет применения ТНВД с модернизированными плунжерными парами в условиях базовой конструкции привода насоса оказывает отрицательное влияние на эффективность работы топливной системы и дизеля в целом по причине появления дополнительных колебаний валопровода;
- наименьший удельный эффективный расход топлива достигается при УОВТ в диапазоне от 24° до 34° до ВМТ во всем диапазоне рабочих режимов дизеля;
- по мере увеличения УОВТ происходит постепенный рост выбросов NO_x вне зависимости от режима работы дизеля;
- выбросы NO_x в диапазоне УОВТ от 24° до 34° до ВМТ во всем диапазоне рабочих режимов дизеля находятся в допустимых пределах, согласно требованиям ГОСТ 31967–2012;
- одним из эффективных методов реализации нелинейного алгоритма изменения УОВТ является корректировка формы отсечной кромки плунжера топливного насоса высокого давления.

Работа выполнена при поддержке РНФ в рамках научного проекта 18-79-10003.

Литература

1. IJER editorial: The future of the internal combustion engine / Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., Fansler T. [et al.] // International Journal of Engine Research. 2020. Vol. 21 (1). Pp. 3–10.

2. *Mollenhauer K., Tschoke H.* Handbook of Diesel Engines. 2010. London: Springer Science & Business Media. 636 p.
3. *Атласов Р.Ю., Игнатенко Г.В., Туркин В.А.* Оценка влияния регулировочных параметров на экологические характеристики главных судовых дизельных двигателей 7RT-FLEX82T // Эксплуатация морского транспорта. 2019. № 3 (92). С. 108–114.
4. Effects of intake swirl on the fuel/air mixing and combustion performance in a lateral swirl combustion system for direct injection diesel engines / Y. Chen, X. Li, S. Shi, Q. Zhao, D. Liu, J. Chang, F. Liu // Fuel. 2021. Vol. 286. 119376.
5. Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine / A.K. Agarwal, D.K. Srivastava, A. Dhar, R.K. Maurya, P.C. Shukla, A.P. Singh // Fuel. 2013. Vol. 111. Pp. 374–383.
6. *Марков В.А., Камалтдинов В.Г., Рязанов К.П., Коссова Л.Е.* Фазы топливоподачи и показатели транспортного дизеля // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2019. Т. 18, № 5. С. 216–222.
7. *Yu H., Liang X., Shu G.* Numerical study of the early injection parameters on wall wetting characteristics of an HCCI diesel engine using early injection strategy // International Journal of Automotive Technology. 2017. Vol. 18, № 5. Pp. 759–768.
8. Comparison of in-cylinder combustion and heat-work conversion processes of vehicle engine under transient and steady-state conditions / Z. Xu, J. Fu, J. Liu, Z. Yuan, J. Shu, L. Tan // Energy Conversion and Management. 2017. Vol. 132. Pp. 400–409.
9. *Sayin C., Gumus M.* Impact of compression ratio and injection parameters on the performance and emissions of a di diesel engine fueled with biodiesel-blended diesel fuel // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, № 16. Pp. 3182–3188.
10. *Козлов А.В., Зуев Н.С.* Влияние параметров топливоподачи биодизельного топлива на технико-экономические и экологические характеристики дизеля // Труды НАМИ. 2018. № 1 (272). С. 6–13.
11. *Плотников С.А., Карташев А.Н., Черемисинов П.Н.* Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // Двигателестроение. 2017. № 4 (270). С. 21–24.
12. *Witkowski K.* Research of the effectiveness of selected methods of reducing toxic exhaust emissions of marine diesel engines // Journal of Marine Science and Engineering. 2020. Vol. 8, № 6. Номер статьи 452.
13. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene / L. Ning, Q. Duan, Y. Wei, X. Zhang, K. Yu, B. Yang, K. Zeng // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 161. Номер статьи 114124.
14. *Хрящев Ю.Е., Соколов О.Н.* Особенности рабочего процесса поршневого двигателя при работе на керосине // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 12 (717). С. 14–20.
15. Optimization on timings of injection and spark of a high compression-ratio stratified-charge methanol engine under ultra-lean burn / C. Gong, Z. Zhang, J. Sun, F. Liu // Fuel. 2021. Vol. 285. Номер статьи 119227.
16. Effects of spark timing and methanol addition on combustion characteristics and emissions of dual-fuel engine fuelled with natural gas and methanol under lean-burn condition / Z. Chen, L. Wang, Q. Zhang, X. Zhang, B. Yang, K. Zeng // Energy Conversion and Management. 2019. Vol. 181. Pp. 519–527.
17. *Марченко А.П., Парсаданов И.В., Савченко А.В., Карягин И.Н.* Влияние параметров системы топливоподачи на индикаторные показатели дизеля при работе на водотопливной эмульсии // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. № 2. С. 3–8.
18. Effect of injection parameters on spray characteristics of urea-SCR system / X. Shi, J. Deng, Z. Wu, L. Li // SAE International Journal of Engines. 2013. Vol. 6, № 2. Pp. 873–881.
19. *Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.* Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 21–26.
20. *Коссов Е.Е., Фурман В.В.* Совершенствование качества переходного процесса при смене режима работы дизель-генератора тепловоза // Вестник ВНИИЖТ. 2012. № 2. С. 27–30.
21. *Раков Н.В., Смольянов А.В., Макиев В.А.* Оценка влияния состояния деталей муфты привода ТНВД на угол опережения впрыскивания топлива // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 3 (28). С. 474–479.
22. *Корабельников С.К.* Муфта автоматического регулирования угла опережения впрыска топлива // Двигателестроение. 2005. № 3 (221). С. 40–43.