

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436, 681.51

doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-48-62

Экспериментальные исследования тепловозного газодизельного двигателя с системой электронного управления топливоподачей

В.В. Фурман¹, В.А. Марков², С.В. Плахов¹¹ ООО «ППП «Дизельавтоматика»² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Experimental Studies of the Locomotive Gas-Diesel Engine with Electronic Fuel Supply Control System

V.V. Furman¹, V.A. Markov², S.V. Plakhov¹¹ ООО PPP Dizelavtomatika² Bauman Moscow State Technical University

Топливная экономичность и токсичность отработавших газов являются основными показателями работы тепловозного дизеля. Для их повышения предложено конвертировать тепловозный дизель к работе на природном газе. Показана целесообразность его конвертирования к работе на природном газе по газодизельному циклу, в котором основное газообразное топливо — природный газ — воспламеняется от запальной дозы нефтяного дизельного топлива. При такой работе дизеля обеспечивается стабильное воспламенение топливовоздушной смеси в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Разработана система электронного управления топливоподачей для газодизельного двигателя. Проведены экспериментальные исследования тепловозного газодизельного двигателя, созданного на базе дизеля Д50 с системой электронного управления топливоподачей в режимах тепловозной характеристики. Замещение нефтяного дизельного топлива природным газом на этих режимах составило 60,3...94,1 % по массе. Для режима, соответствующего первой позиции контроллера машиниста, при переводе дизеля на газодизельный цикл дымность отработавших газов снизилась на 19,6 %.

Ключевые слова: газодизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, природный газ, система электронного управления топливоподачей, топливная экономичность, токсичность отработавших газов

Fuel efficiency and exhaust gases toxicity are the main indicators of the locomotive diesel operation. To increase them, the paper proposes to convert the locomotive diesel to working on natural gas. Expediency of such conversion to operate on the natural gas according to the gas-diesel cycle, where natural gas being the main gaseous fuel is ignited from the dose of petroleum diesel fuel, is demonstrated. This diesel engine operation ensures stable ignition of the air-fuel mixture in a wide range of speed and load conditions. An electronic fuel supply control system for the gas-diesel engine was developed. Experimental studies of the lo-

comotive gas-diesel engine created on the basis of the D50 diesel engine with the electronic fuel supply control system in the diesel characteristic modes were carried out. Substitution of the petroleum diesel fuel with natural gas in these modes was 60.3...94.1 % by weight. For the mode corresponding to the first position of the driver's controller, opacity of the exhaust gases decreased by 19.6 %, when the diesel engine was switched to the gas-diesel cycle.

Keywords: gas-diesel engine, petroleum diesel fuel, natural gas, electronic fuel control system, fuel efficiency, exhaust gas toxicity

На современном этапе развития двигателестроения основными потребительскими качествами двигателей внутреннего сгорания, в частности тепловозных дизельных двигателей (далее дизели), остаются их топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) [1–4]. На долю железнодорожного транспорта приходится 11 % всего объема потребляемых мобильными установками моторного топлива и более 6 % вредных выбросов с ОГ [5].

Стратегия развития холдинга «Российские железные дороги» до 2030 г. предусматривает повышение энергоэффективности тепловозов [6–9]. Существенного снижения расхода моторных топлив и улучшения экологических показателей тепловозных дизелей можно достичь

их конвертированием на альтернативные топлива [10–12].

В качестве альтернативных выступают различные топлива: жидкие моторные (синтетические, получаемые из полезных ископаемых и биомассы, биодизельные, спиртовые и др.) и газомоторные (водород, диметилвый эфир, биогазы, генераторные газы) [13–16]. К наиболее перспективным энергоносителям для железнодорожного транспорта относится природный газ (ПГ) [17–19].

При выборе альтернативного топлива особое внимание уделяют наличию широкой сырьевой базы для его производства. Поэтому проведено сопоставление сырьевой базы для производства нефтяных моторных топлив и объемов добываемого ПГ. Динамика добычи

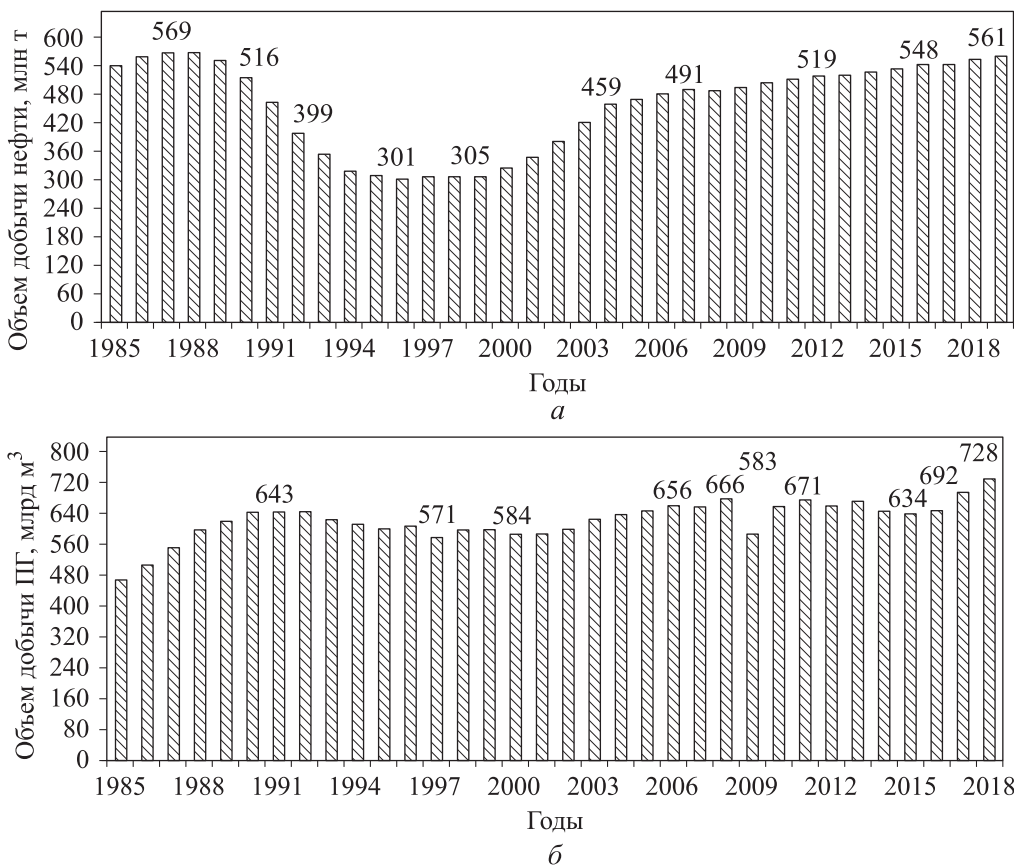


Рис. 1. Динамика добычи нефти (а) и ПГ (б) в Российской Федерации за последние десятилетия

нефти и ПГ в Российской Федерации за последние десятилетия показана на рис. 1.

В 2020 г. объем добычи нефти в России составил 513 млн т, а ПГ — 695 млрд м³. С учетом теплотворной способности этих топлив (принято, что для нефти и ПГ среднего состава их низшие теплоты сгорания равны 43 МДж/кг и 38 МДж/м³ соответственно) энергии сгорания указанных объемов нефти и ПГ составляют около $22,0 \cdot 10^{12}$ и $26,5 \cdot 10^{12}$ МДж. Таким образом, энергоемкость указанного объема добываемого ПГ выше, чем у нефти.

К настоящему времени уже проведены работы по созданию газовых и газодизельных двигателей для отечественных тепловозов [18, 19]. Разработаны системы управления топливоподачей для таких двигателей [20, 21]. Наиболее целесообразной представляется такая организация рабочего процесса тепловозного дизеля, при которой ПГ, имеющий высокую температуру самовоспламенения (500...550 °С) в камере сгорания (КС) воспламеняется от запальной дозы нефтяного дизельного топлива (далее ДТ) [22–24].

Использование двухтопливной системы топливоподачи обеспечивает надежное воспламенение рабочей смеси во всем диапазоне режимов работы тепловозного дизеля в широких пределах изменения состава смеси (коэффициента избытка воздуха), а также приемлемые значения показателей жесткости сгорания топлива (скорости нарастания давления при сгорании, максимального давления сгорания).

Проектно-производственное предприятие ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) разработало несколько систем электроуправляемой подачи ПГ и ДТ для дизелей, работающих по газодизельному циклу [25, 26]. Одной из них является система электронного управления топливоподачей СУДМ.03 для тепловозных газодизельных двигателей.

Система СУДМ.03 содержит подсистему индивидуальной по цилиндрам подачи ПГ с электроуправляемыми газовыми клапанами 4ЭГК.04, установленными возле впускных клапанов каждого цилиндра, и подсистему электроуправляемой подачи запального ДТ с использованием индивидуальных на каждый цилиндр электроуправляемых топливных насосов высокого давления (ТНВД) 4ЭТН.06 с быстродействующими клапанами, размещенными в линиях высокого давления. Более подробно система СУДМ.03 описана в работах [25–27].

Проведены расчетные исследования влияния запальной дозы ДТ на рабочий процесс тепловозного газодизельного двигателя, разработана и изготовлена система управления СУДМ.03 для дизеля Д50 (6 ЧН 31,8/33) тепловозов ТЭМ2 и ТЭМ18 [27].

Цель работы — определение параметров тепловозного газодизельного двигателя с системой электронного управления топливоподачей и их сравнительный анализ с показателями дизеля, работающего по дизельному циклу.

Объект экспериментальных исследований и методика его испытаний. Объектом исследования являлся рядный шестицилиндровый дизельный двигатель Д50 (6 ЧН 31,8/33) с турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха и водяным охлаждением. Его применяют на железнодорожном и водном транспорте, в частности в составе дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д тепловоза ТЭМ2.

Техническая характеристика дизеля Д50 в составе дизель-генераторной установки 1-ПДГ4Д

Диаметр цилиндра, мм	318
Ход поршня, мм	330
Число цилиндров двигателя	6
Порядок работы цилиндров	1–3–5–6–4–2
Рабочий объем, л	157,2
Степень сжатия	12,5
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	750
Номинальная мощность двигателя, кВт	750

Дизель Д50 с объемным смесеобразованием имеет степень сжатия $\epsilon = 12,6$ и оснащен неразделенной КС в поршне типа Гессельман (рис. 2) диаметром $d_{КС} = 256$ мм и глубиной по периферии 27 мм. Надпоршневой зазор принят равным 1 мм. Система газотурбинного наддува обеспечивает в номинальном режиме давление наддувочного воздуха около 1,6 бар (абсолютное) и его температуру, не превышающую 338 К.

В КС образуется вихревое движение воздуха с вихревым отношением, равным 1,773 при нахождении поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ). В конструкции дизеля Д50 реализовано водяное охлаждение. Система газораспределения включает в себя четыре соответствующих клапана на цилиндр (по два впускных и выпускных) и два распределительных вала — первый на газораспределительный механизм, второй — на привод ТНВД.

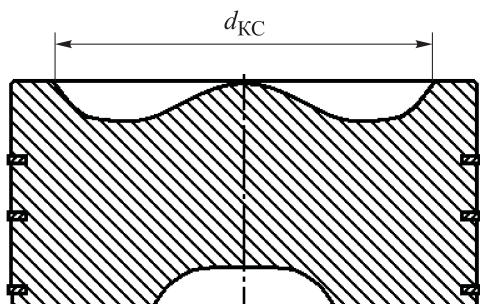


Рис. 2. Схема КС в поршне типа Гессельман дизеля Д-50

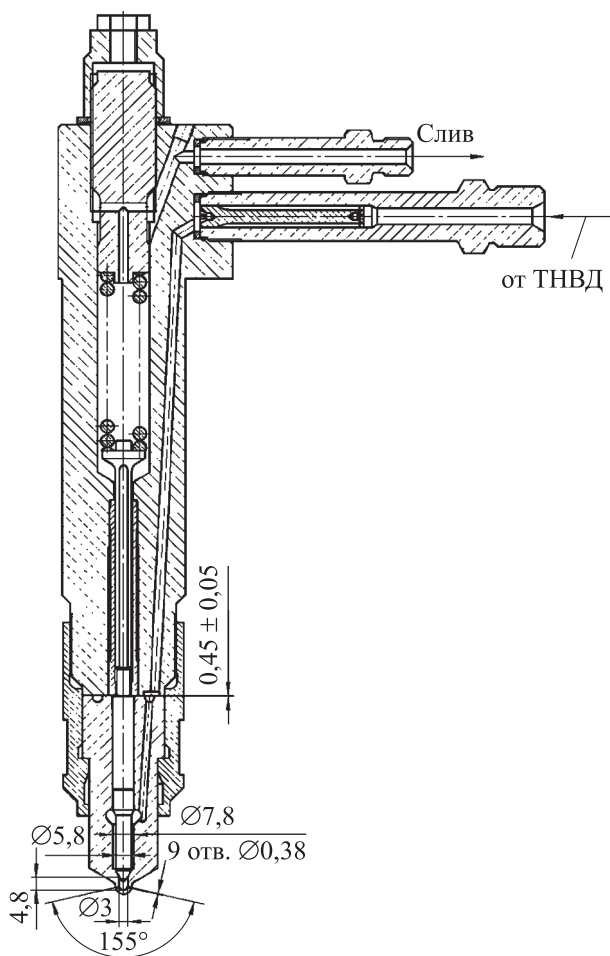


Рис. 3. Конструктивная схема форсунки системы топливоподачи дизеля Д50

Распылитель многосопловой форсунки системы топливоподачи дизеля Д50 выполнен с числом распыляющих отверстий $i_p = 9$ диаметром $d_p = 0,38$ мм (рис. 3). Ход иглы форсунки $h_n = 0,45$ мм, давление топлива в начале подъема иглы форсунки $p_{ф0} = 27,5$ МПа. В штатной системе топливоподачи статический угол опережения впрыска топлива $\theta = 24^\circ$ поворота коленчатого вала (ПКВ) до ВМТ.

Штатная система топливоподачи дизеля Д50 содержит индивидуальные столбиковые ТНВД, нагнетательные топливопроводы и многосопловые форсунки. В такой системе дозирование топлива, подаваемого форсункой в КС дизеля, осуществляется дозирующей рейкой, управляемой центробежным регулятором частоты вращения коленчатого вала.

При испытаниях дизель, оборудованный системой управления СУДМ.03, работал в режимах тепловозной характеристики (табл. 1). В качестве топлива использовали ДТ марки ЕВРО зимнее, класса 2 марки ДТ-3-К5 по ГОСТ 32511–2013 и газообразное топливо — компримированный топливный ПГ по ГОСТ 27577–2000. Испытания проводили с целью оценки целесообразности и эффективности применения системы управления СУДМ.03 на тепловозе ТЭМ2 по таким показателям, как процент замещения ДТ природным газом и дымность ОГ при работе дизеля в газодизельном и дизельном циклах.

Значения частоты вращения коленчатого вала и эффективной мощности дизеля Д50, соответствующие позициям контроллера машиниста (КМ), приведены в табл. 1

Проведены экспериментальные исследования тепловозного дизеля, оборудованного штатной системой топливоподачи (механическими ТНВД и гидромеханическим регулятором) и дизеля, укомплектованного системой управления топливоподачей СУДМ.03 производства ООО «ППП Дизельавтоматика» в указанной комплектации с шестью электроуправ-

Таблица 1

Значения частоты вращения коленчатого вала и эффективной мощности дизеля Д50, соответствующие позициям КМ

Позиция КМ	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Эффективная мощность, кВт
0	300	–
1	300	30
2	300	65
3	330	90
4	400	165
5	480	275
6	570	400
7	650	550
8	750	750

ляемыми газовыми клапанами 4ЭГК.04 (рис. 4) и шестью электроуправляемыми ТНВД 4ЭТН.06 (рис. 5).

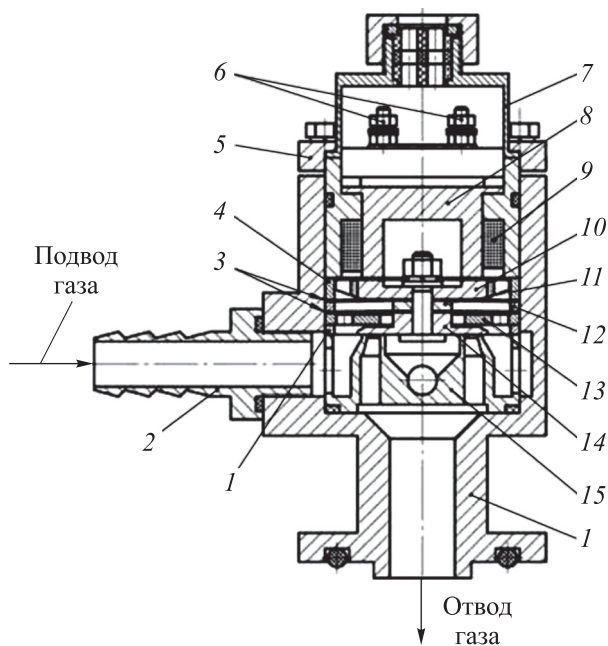


Рис. 4. Конструктивная схема электроуправляемого газового клапана 4ЭГК.04:

- 1 — корпус; 2 — штуцер; 3 — кольцевая пружина; 4 — установочное кольцо; 5 — крышка; 6 — выводные клеммы; 7 — колпак; 8 — сердечник; 9 — катушка; 10 — якорь; 11 — распорная втулка; 12 — распорное кольцо; 13 — упор; 14 — затвор; 15 — седло

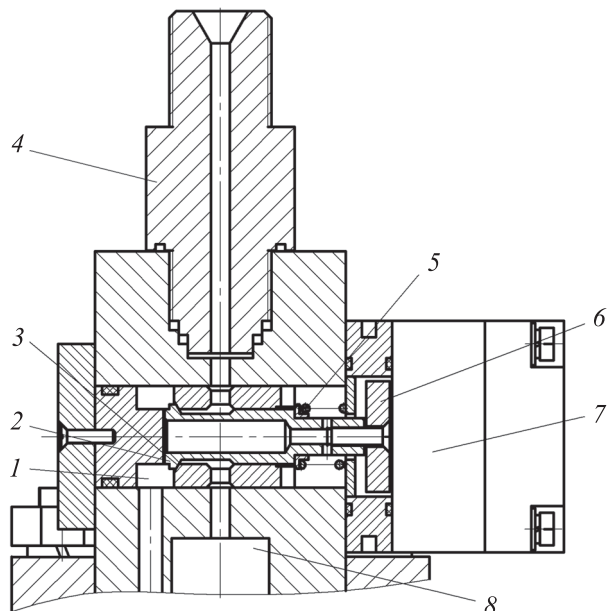


Рис. 5. Конструктивная схема электроуправляемого ТНВД 4ЭТН.06:

- 1 — линия низкого давления; 2 — клапан; 3 — кромка клапана; 4 — штуцер; 5 — возвратная пружина; 6 — якорь; 7 — электромагнит; 8 — надплунжерная полость

При реостатных испытаниях тепловозного дизеля в дизельном и газодизельном режимах вместо подачи напряжения на тяговый электродвигатель к дизель-генераторной установке тепловоза подключали сухой реостат, т. е. работали и дизель, и генератор. Реостатные испытания выполняли с соблюдением следующих условий: мощность дизеля — штатная; температура ОГ — не более 490 °С; давление сгорания — не более 7 МПа; минимальная запальная доза ДТ — достаточная для устойчивой работы дизеля.

Дополнительно контролировали максимальное давление сгорания в цилиндре и максимальное давление ДТ в топливопроводе высокого давления. В процессе экспериментальных исследований дизеля определяли штатные параметры дизеля и дымность ОГ.

Результаты экспериментальных исследований тепловозного дизеля. Экспериментальные исследования включали в себя восемь этапов.

На первом этапе проводили предварительные реостатные испытания тепловозного дизеля в дизельном и газодизельном циклах с замером расходов ДТ и ПГ. Результаты этих исследований приведены в табл. 2 и 3. Здесь и далее использовали следующие обозначения: n и N_e — частота вращения коленчатого вала и эффективная мощность дизеля; U и I — напряжение и сила тока генератора; $G_{дт}$ и $g_{e дт}$ — часовой и удельный эффективный расход ДТ; $\Delta\phi_{дт}$ и $\Delta\phi_{пг}$ — продолжительность топливоподачи ДТ и ПГ; $\theta_{дт}$ — угол опережения впрыска ДТ; p_k — давление (относительное) наддувочного воздуха; ХХ — холостой ход. Для всех режимов угол открытия дроссельной заслонки (ДЗ) составлял 90°.

Предварительные реостатные испытания тепловозного дизеля в дизельном и газодизельном циклах показали, что замещение ДТ природным газом в режиме, соответствующем третьей позиции КМ, составило около 60 %, в четвертой — около 75 %, в пятой — около 80 %.

На втором этапе оценивали влияние положения ДЗ, установленной во впускной системе дизеля и позволяющей регулировать подачу воздуха, на часовой расход ДТ в дизельном и газодизельном циклах. Дроссельную заслонку устанавливали в положение 0° (ДЗ полностью закрыта) и 90° (ДЗ полностью открыта).

Таблица 2

Результаты предварительных реостатных испытаний тепловозного дизеля в дизельном цикле

Позиция КМ	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{e дт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\theta_{дт}$, град ПКВ	$\theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	$p_{кв}$, кПа
8	750	521	446	1170	159,0	305	33,0	32,0	130
8	750	530	465	1140	165,0	311	32,8	32,0	32
8	750	530	460	1152	163,0	307	33,0	32,0	30
8	750	527	467	1128	162,0	307	32,7	32,0	32
7	650	384	396	969	110,0	286	26,0	29,6	15
7	650	382	401	953	111,0	290	25,5	29,6	15
7	650	382	405	943	111,0	290	25,5	29,6	14
6	570	273	343	796	78,0	285	19,6	24,9	7
5	480	189	285	665	55,0	291	15,3	18,4	4
5	480	189	286	663	55,0	291	15,3	18,4	4
4	400	126	233	541	37,0	293	12,3	15,7	2
4	400	132	234	567	36,9	279	12,3	15,3	2
3	330	75	181	415	23,7	316	10,3	12,5	1
3	330	74	181	412	25,3	341	10,3	12,5	0
2	300	55	157	353	21,9	398	9,7	11,4	0
2	300	55	157	352	19,3	350	9,7	11,3	1
1	300	24	104	232	12,9	537	8,1	11,3	0
1	300	24	105	231	12,4	516	8,1	11,3	0
0*	300	XX	XX	XX	12,6	–	7,0	11,3	0
0*	300	XX	XX	XX	7,5	–	6,7	11,4	0
0*	300	XX	XX	XX	7,5	–	6,7	11,3	0
0*	300	XX	XX	XX	7,7	–	6,7	11,4	0
3*	330	XX	XX	XX	8,6	–	6,1	12,5	0
4*	400	XX	XX	XX	11,2	–	5,7	15,3	0
5*	480	XX	XX	XX	14,6	–	6,0	18,4	0
6*	570	XX	XX	XX	20,1	–	7,2	24,9	0
7*	650	XX	XX	XX	24,9	–	8,3	29,6	0
8*	750	XX	XX	XX	35,2	–	9,7	32,0	2
3	330	72	204	352	23,0	319	9,9	12,5	1
5	480	208	385	541	57,0	274	16,0	18,1	5
5	480	206	387	533	56,0	271	16,0	18,4	3
4	400	122	297	411	35,0	286	12,0	15,3	2
4	400	120	295	409	34,9	290	11,7	15,3	2

* Вентилятор выключен.

Таблица 3

Результаты предварительных реостатных испытаний тепловозного дизеля в газодизельном цикле

Позиция КМ	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{e дт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\phi_{дт}$, град ПКВ	$\Delta\phi_{пт}$, град ПКВ	$\theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	p_s , кПа
3	330	72	203	358	10,7	148	7,0	15,5	12,5	1
3	330	72	202	357	10,9	151	7,0	17,0	12,5	1
3	330	70	200	350	9,8	140	6,7	15,0	12,5	1
4	400	131	280	468	8,9	68	5,0	17,2	15,3	2
4	400	129	280	462	8,6	66	5,0	16,9	15,3	2
5	480	218	385	566	9,8	45	4,8	25,0	18,4	5
5	480	212	383	554	9,9	47	4,8	25,0	18,4	5

Таблица 4

Результаты оценки влияния положения ДЗ, установленной во впускной системе, на параметры тепловозного дизеля, работающего в дизельном и газодизельном циклах

ПКМ	Цикл работы	Положение ДЗ, град	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{e дт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\phi_{дт}$, град ПКВ	$\Delta\phi_{пт}$, град ПКВ	$\theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	p_s , кПа
4	ГД	90	400	137	276	498	8,4	61	6,0	17,0	15,3	3
4	Д	90	400	141	274	514	43,1	305	14,5	–	15,3	2
3	ГД	90	330	80	208	384	11,7	146	9,0	7,0	12,6	1
3	ГД	90	330	80	206	387	9,4	117	8,6	8,6	12,5	1
3	Д	90	330	80	205	388	22,9	286	12,0	–	12,5	1
2	ГД	90	300	51	170	303	5,5	107	7,8	10,0	11,3	1
2	ГД	0	300	52	171	308	5,7	109	7,8	5,0	13,1	–6
2	Д	0	300	53	170	310	21,0	396	11,4	–	12,2	–6
2	Д	90	300	53	170	313	18,6	350	10,9	–	11,3	1
1	ГД	90	300	26	120	217	5,8	223	7,8	5,0	11,3	1
1	ГД	0	300	24	117	211	5,6	233	7,8	2,7	11,3	–7
1	Д	90	300	24	118	210	13,0	541	9,6	–	11,3	0
0 ¹	ГД	90	300	XX	XX	XX	1,5	–	7,5	15,0	11,4	1
0*	ГД	0	300	XX	XX	XX	1,5	–	7,6	6,6	11,4	–7
0*	Д	0	280	XX	XX	XX	8,5	–	10,4	–	11,3	–7
0*	Д	0	300	XX	XX	XX	9,4	–	10,4	–	11,3	–8
0*	Д	90	300	XX	XX	XX	8,2	–	10,0	–	11,3	0
0**	Д	90	300	XX	XX	XX	7,8	–	10,0	–	11,3	0
0***	Д	90	270	XX	XX	XX	6,8	–	11,0	–	10,2	0

* Отключены цилиндры № 2, 3, 6.

** Вентилятор выключен.

*** Отключены цилиндры № 1, 4, 5.

При открытой ДЗ запальная топливоподача обеспечивала стабильную работу дизеля. Затем ДЗ переводили в закрытое положение, и уменьшали запальную топливоподачу ДТ. При этом наблюдалась нестабильность работы дизеля (сильные колебания частоты вращения коленчатого вала).

Результаты оценки влияния положения ДЗ, установленной во впускной системе, на параметры тепловозного дизеля, работающего в дизельном и газодизельном циклах, приведены в табл. 4. Здесь и далее использовали следующие обозначения: Д — дизельный; ГД — газодизельный.

На третьем этапе оценивали влияние положения ДЗ, установленной во впускной системе, на параметры тепловозного дизеля, работающего в дизельном цикле. Испытания проводили на второй позиции КМ под нагрузкой и на нулевой позиции КМ на холостом ходу с отключением части цилиндров. Результаты исследования приведены в табл. 5.

На четвертом этапе проводили реостатные испытания тепловозного дизеля в дизельном и

Таблица 5

Результаты оценки влияния положения ДЗ, установленной во впускной системе, на параметры тепловозного дизеля, работающего в дизельном цикле

Позиция КМ	Мощность на клеммах генератора, кВт	Угол открытия заслонки, град	Часовой расход ДТ, кг/ч
2	53	0	21,0
2	53	90	18,6
0*	0	0	9,4
0*	0	90	8,2

* Отключены цилиндры № 1, 4, 5.

газодизельном циклах. Эти испытания выполняли с соблюдением условий, указанных ранее. Угол открытия ДЗ составлял 90°. Дополнительно контролировали максимальное давление сгорания в цилиндре и максимальное давление ДТ в трубке высокого давления. В табл. 6 приведены результаты реостатных испытаний тепловозного дизеля в дизельном и газодизельном циклах.

Таблица 6

Результаты реостатных испытаний тепловозного двигателя в дизельном и газодизельном циклах

Позиция КМ	Цикл работы	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{едт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\phi_{дт}$, град ПКВ	$\Delta\phi_{пт}$, град ПКВ	$\theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	p_k , кПа
8	ГД	746	743	573	1296	12,8	17	6,0	85,0	31,9	39
8	ГД	744	741	589	1259	12,8	17	6,0	86,0	31,9	40
8	Д	750	743	578	1286	218,0	293	42,0	–	32,0	52
7	ГД	650	547	496	1104	9,3	17	5,8	63,0	29,6	24
7	Д	650	547	496	1104	152,0	277	35,0	–	29,6	26
6	Д	570	405	440	922	111,0	274	28,0	–	25,0	13
6	ГД	570	402	448	899	10,8	27	5,8	42,0	24,8	14
5	ГД	480	273	374	732	9,7	35	5,8	29,0	18,4	6
5	Д	480	274	376	730	74,0	270	21,0	–	18,4	8
5	ГД	480	270	380	710	8,7	32	5,6	31,0	18,4	8
5	ГД	480	268	390	687	9,6	35	5,8	30,0	18,4	8
5	Д	480	264	393	672	71,0	269	20,0	–0	18,4	7
4	Д	400	166	309	536	45,3	273	16,0	–0	15,3	3
4	ГД	400	163	309	528	6,6	40	5,5	23,0	15,2	3
3	ГД	330	88	230	384	5,3	60	8,1	15,0	12,5	1
3	Д	330	89	230	390	26,9	302	12,6	–	12,5	1
2	Д	300	62	193	321	20,5	330	11,5	–	11,3	0
2	ГД	300	62	193	320	5,6	91	7,9	10,0	11,3	0

Окончание табл. 6

Позиция КМ	Цикл работы	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{едт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\phi_{дт}$, град ПКВ	$\Delta\phi_{пг}$, град ПКВ	$\Theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	p_* , кПа
2	ГД	300	61	194	314	5,3	87	7,9	12,5	11,4	0
1	ГД	300	27	128	213	5,2	193	7,9	7,0	11,4	0
1	Д	300	22	122	178	12,5	568	9,6	–	11,3	0
1*	ГД	300	27	129	209	3,0	111	7,9	13,0	11,3	0
1*	Д	300	33	180	185	13,1	397	13,0	–	11,3	0
0*	ГД	300	XX	XX	XX	3,1	–	7,2	8,0	11,4	0
0*	Д	300	XX	XX	XX	8,1	–	10,6	–	11,3	0
0**	ГД	275	XX	XX	XX	3,1	–	8,6	6,0	10,4	0
0**	Д	275	XX	XX	XX	7,1	–	11,2	–	10,4	0
7	ГД	650	XX	XX	XX	10,6	–	5,8	14,0	29,6	2

* Отключены цилиндры 1, 4, 5.
** Вентилятор выключен.

Таблица 7

**Результаты определения процента замещения ДТ газовым топливом
при работе тепловозного дизеля в газодизельном цикле**

Позиция КМ	Мощность на клеммах генератора, кВт	Часовой расход ДТ, кг/ч, в цикле		Замещение газом, % по массе
		дизельном	газодизельном	
$n = 275 \text{ мин}^{-1}$ *	0	7,1	3,1	56,3
0*	0	8,1	3,1	61,7
1*	33	13,1	3,0	77,1
1	33	13,1	5,2	60,3
2	62	20,5	5,3	74,1
3	90	26,9	5,3	80,3
4	166	45,3	6,6	85,4
5	264	71,0	8,6	86,5
6	406	111,0	10,8	90,3
7	548	152,0	9,3	93,9
8	743	218,0	12,8	94,1

* Отключены цилиндры № 1, 4, 5.

На пятом этапе определяли процент замещения ДТ газовым топливом при работе тепловозного дизеля в газодизельном цикле. Полученные характеристики работы двигателя приведены в табл. 7 и 8. При испытаниях в газодизельном цикле исследовали возможность работы дизеля в режимах с минимально устойчивой частотой вращения коленчатого вала $n = 275 \text{ мин}^{-1}$.

В рассмотренных режимах тепловозной характеристики замещение ДТ природным газом составило 60,3...94,1 % по массе (см. табл. 7).

Анализ возможности замещения ДТ газовым топливом при работе дизеля в газодизельном цикле в реальных условиях эксплуатации (см. табл. 8) показал, что такое замещение в режимах маневровой работы тепловоза за смену (12 ч) составило 89,7 %.

Штатная форсунка с распылителем, имеющая девять отверстий диаметром $d_p = 0,38 \text{ мм}$, предназначена для впрыска сравнительно большой дозы ДТ, которая в режиме максимальной мощности составляет около $q_{ц} \approx 1,5 \text{ г}$. Однако при работе тепловозного дизеля в газо-

дизельном цикле требуемая цикловая подача запальной дозы ДТ существенно меньше.

На шестом этапе исследовали возможность применения форсунок с модифицированным распылителем Д50.17.101 3×0,35×155° с меньшими, чем у штатной модели, числом

отверстий ($i_p = 3$) и диаметром ($d_p = 0,35$ м). Реостатные испытания тепловозного дизеля с модифицированными распылителями проводили в дизельном и газодизельном циклах. Результаты этих исследований приведены в табл. 9.

Таблица 8

Результаты определения процента замещения ДТ газовым топливом при работе тепловозного дизеля в газодизельном цикле с учетом реальных условий эксплуатации

Позиция КМ	Время работы за смену, мин	Часовой расход ДТ, кг/ч, в цикле		Расход ДТ за смену, кг, в цикле	
		дизельном	газодизельном	дизельном	газодизельном
0*	205	8,1	3,1	27,6	10,6
1	10	13,1	5,2	2,2	0,9
2	45	20,5	5,3	15,4	4,0
3	40	26,9	5,3	17,9	3,5
4	85	45,3	6,6	64,2	9,4
5	45	71,0	8,6	53,3	6,5
6	60	111,0	10,8	111,0	10,8
7	45	152,0	9,3	114,0	7,0
8	65	218,0	12,8	236,1	13,9
Итого				641,6	66,4

* Отключены цилиндры № 1, 4, 5.

Таблица 9

Результаты реостатных испытаний тепловозного двигателя с модифицированными распылителями Д50.17.101 3×0,35×155° в дизельном и газодизельном циклах

Позиция КМ	Цикл работы	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	U , В	I , А	$G_{дт}$, кг/ч	$g_{e дт}$, г/(кВт·ч)	$\Delta\phi_{дт}$, град ПКВ	$\Delta\phi_{пг}$, град ПКВ	$\theta_{дт}$, град ПКВ до ВМТ	p_k , кПа
0*	Д	300	XX	XX	XX	8,7	–	18,4	–	15,0	1
0*	ГД	300	XX	XX	XX	1,9	–	8,5	12,3	15,0	1
0	ГД	300	XX	XX	XX	3,4	–	8,5	9,4	15,0	0
0	Д	300	XX	XX	XX	8,9	–	11,6	–	15,0	0
1	ГД	300	34	130	262	3,3	97	8,5	13,0	15,0	0
1	Д	300	33	128	258	16,3	494	16,3	–	15,0	0
1*	ГД	300	32	127	256	2,1	65	8,5	15,7	15,0	1
1*	Д	300	33	128	258	17,7	536	28,3	–	15,0	1
2	ГД	300	73	198	370	3,3	45	8,5	16,0	15,0	2
2	Д	300	78	202	387	29,4	376	22,0	–	15,0	1
3	Д	330	115	235	490	35,8	311	27,0	–	15,0	2
3	ГД	330	121	230	530	6,1	50	10,0	18,0	15,0	3
4	ГД	400	201	300	670	5,4	27	10,0	25,0	16,0	6
4	Д	400	197	299	659	60,0	304	35,0	–	16,0	5

* Отключены цилиндры № 1, 4, 5.

На седьмом этапе выполняли сравнительный анализ показателей тепловозного дизеля с модифицированными распылителями при работе в дизельном и газодизельном циклах на режимах, соответствующих нулевой–четвертой позициям КМ. Результаты этих исследований приведены в табл. 10.

Сравнительный анализ результатов исследований тепловозных дизелей со штатными (см. табл. 7) и модифицированными (см. табл. 10) распылителями показал, что при нефорсированных режимах работы такая замена позволяет заметно увеличить процент замещения ДТ природным газом. На первой позиции КМ он повысился с 60,3 до 79,7 % по массе, на второй — с 74,1 до 88,7 %, на третьей — с 80,3 до 83,0 %, на четвертой — с 85,4 до 91,0 %.

Вместе с тем при использовании форсунок с модифицированными распылителями наблю-

дались такие негативные явления, как затрудненный пуск, нестабильность работы дизеля и повышенная дымность ОГ в период его пуска.

На восьмом этапе оценивали зависимость дымности ОГ от перевода тепловозного дизеля с дизельного цикла на газодизельный. Дымность ОГ измеряли газовым анализатором (дымомером) Инфракар Д1.01 производства ООО «Западприбор» (г. Москва) и выражали коэффициентом ослабления светового потока N , %.

Относительная погрешность определения этой величины составила ± 1 %. При испытаниях в каждом режиме работы, соответствующем первой–четвертой позициям КМ, выполняли десять измерений дымности ОГ и находили ее среднее значение. Результаты этих измерений приведены в табл. 11.

Анализ данных табл. 11 показал, что перевод тепловозного дизеля с дизельного цикла на га-

Таблица 10

Результаты определения процента замещения ДТ газовым топливом при работе тепловозного дизеля с модифицированными распылителями в газодизельном цикле

Позиция КМ	Мощность на клеммах генератора, кВт	Часовой расход ДТ, кг/ч, в цикле		Замещение ДТ газом, %
		дизельном	газодизельном	
0	0	8,9	3,4	61,8
0*	0	8,7	1,9	78,1
1	34	16,3	3,3	79,7
1*	33	17,7	2,1	88,1
2	73	29,4	3,3	88,7
3	115	35,8	6,1	83,0
4	197	60,0	5,4	91,0

* Отключены цилиндры 1, 5, 4.

Таблица 11

Результаты оценки зависимости дымности ОГ от перевода тепловозного дизеля с дизельного цикла на газодизельный

Позиция КМ	Цикл работы	Дымность ОГ, N , %	Снижение дымности ОГ при переходе на газодизельный цикл, %
1	Д	11,2	19,6
1	ГД	9,0	
2	Д	13,8	13,0
2	ГД	12,0	
3	Д	13,5	5,9
3	ГД	12,7	
4	Д	13,6	10,3
4	ГД	12,2	

зодизельный сопровождается заметным снижением дымности ОГ: в первой позиции КМ — на 19,6 %, во второй — на 13,0 %, в третьей — на 5,9 %, в четвертой — на 10,3 %.

В целом результаты экспериментальных исследований подтвердили целесообразность перевода тепловозного дизеля с дизельного цикла на газодизельный. Такой перевод позволяет заместить значительную часть ДТ более экологичным ПГ и заметно снизить дымность ОГ. Кроме того, уменьшаются выбросы сажи с ОГ, цена топлива, расход моторного масла и износ деталей дизеля.

Выводы

1. При конвертировании двигателя внутреннего сгорания на ПГ предпочтительнее использовать двухтопливные газодизельные двигатели, в которых воспламенение ПГ осуществляется от запальной дозы ДТ.

2. Применение двухтопливной системы топливоподачи обеспечивает надежное воспламенение рабочей смеси во всем диапазоне режимов работы тепловозного дизеля в широких пределах изменения состава смеси (коэффициента избытка воздуха), а также приемлемые значения показателей жесткости сгорания топлива.

3. В разработанной системе электронного управления топливоподачей СУДМ.03 подача ПГ осуществляется индивидуально по цилиндрам дизеля электроуправляемыми газовыми клапанами, установленными возле впускных клапанов каждого цилиндра, а подача запаль-

ного ДТ — с помощью электроуправляемых ТНВД с быстродействующими клапанами, размещенными в линиях высокого давления ТНВД.

4. Экспериментальные исследования тепловозного дизеля с системой топливоподачи СУДМ.03 показали, что ее использование в двигателе, работающем в режимах тепловозной характеристики, обеспечивает замещение ДТ природным газом в количестве 60,3...94,1 % по массе. Замещение ДТ природным газом в режимах маневровой работы тепловоза за смену (за 12 ч) составило 89,7 %.

5. Замена штатных распылителей (с числом отверстий $i_p = 9$, диаметром $d_p = 0,38$ мм) модифицированными ($i_p = 3$, $d_p = 0,35$ мм) позволила заметно повысить процент замещения ДТ природным газом. На первой позиции КМ он увеличился с 60,3 до 79,7 % по массе, на второй — с 74,1 до 88,7 %, на третьей — с 80,3 до 83,0 %, на четвертой — с 85,4 до 91,0 %.

6. Перевод тепловозного дизеля с дизельного цикла на газодизельный сопровождался заметным снижением дымности ОГ: в первой позиции КМ — на 19,6 %, во второй — на 13,0 %, в третьей — на 5,9 %, в четвертой — на 10,3 %.

7. Подтверждена целесообразность перевода тепловозного дизеля с дизельного цикла на газодизельный. Это позволяет заместить значительную часть ДТ более экологичным ПГ и заметно снизить дымность ОГ. Кроме того, уменьшаются выбросы сажи с ОГ, цена топлива, расход моторного масла и износ деталей дизеля.

Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия*. Т. IV. *Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013. 784 с.
- [2] Парсаданов И.В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия*. Харьков, Изд-во ХПИ, 2003. 244 с.
- [3] Ерохов В.И. Экологические показатели современных наземных транспортных средств. *Грузовик*, 2020, № 9, с. 16–27.
- [4] Новиков Л.А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей. *Двигателестроение*, 2005, № 4, с. 8–15.
- [5] Марков В.А., ред. *Моторные топлива, производимые из растительных масел*. Рига, Lambert Academic Publ., 2019. 420 с.
- [6] *Энергетическая стратегия холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года*. Москва, ОАО РЖД, 2011. 97 с.
- [7] *Стратегия научно-технологического развития холдинга «Российские железные дороги» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга)*. Москва, ОАО РЖД, 2018. 128 с.

- [8] Балабин Н.В. Перспективы развития тепловозных дизелей нового поколения. *Двигатель*, 2007, № 4, с. 44–47.
- [9] Игин В.Н., Захватов А.В., Игин Ф.В. Резервы повышения энергоэффективности тепловозов. *Локомотив*, 2013, № 3, с. 2–3.
- [10] Александров А.А., Марков В.А., ред. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, ООО НИЦ Инженер, ООО Оникс-М, 2012. 791 с.
- [11] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [12] Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. *Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях*. Москва, ООО ИРЦ Газпром, 2007. 480 с.
- [13] Лосюк Ю.А., Кузьмич В.В. *Нетрадиционные источники энергии*. Минск, Технопринт, 2005. 233 с.
- [14] Безруких П.П. Нетрадиционные возобновляемые источники энергии. *Топливо-энергетический комплекс*, 2002, № 2, с. 53–57.
- [15] Хачиян А.С. Применение различных топлив и энергетических установок в автомобилях будущего. *Двигателестроение*, 2004, № 1, с. 28–32.
- [16] Мельник Г.В. Альтернативные топлива (материалы конгресса СИМАС-2016). *Двигателестроение*, 2019, № 4, с. 38–57.
- [17] Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. *Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта*. Москва, Интекст, 2008. 144 с.
- [18] Загорский М.В., Фофанов Г.А., Поляков В.И. Газодизель-генератор ГДГ-50 на газотепловозе ТЭМ18Г производства ОАО «БМЗ». *Двигателестроение*, 2001, № 4, с. 40–42.
- [19] Калиниченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В. Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового газотепловоза. *Двигателестроение*, 2021, № 4, с. 3–7.
- [20] Ефремов Б.Д., Рок Д.М. Система управления двигателем при питании сжиженным газом. *Двигателестроение*, 2013, № 3, с. 33–35.
- [21] Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В. Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2021, № 4, с. 22–27.
- [22] Марков В.А. Проблемы использования природного газа в качестве моторного топлива для городского автотранспорта. *Грузовик*, 2015, № 4, с. 6–12.
- [23] Иванченко А.А., Ватолин Д.С. Опыт эксплуатации двухтопливных дизелей MAN L51/60DF. *Двигателестроение*, 2018, № 1, с. 20–26.
- [24] Мельник Г.В. Развитие топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей (материалы конгресса СИМАС-2016). *Двигателестроение*, 2018, № 1, с. 34–58.
- [25] Марков В.А., Фурман В.В., Иванов В.А. и др. Системы электронного управления топливоподачей газовых и газодизельных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 4, с. 14–18.
- [26] Марков В.А., Фурман В.В., Иванов В.А. и др. Системы топливоподачи для газодизельных и газовых двигателей. *Грузовик*, 2013, № 4, с. 38–45.
- [27] Фурман В.В. *Улучшение эксплуатационно-технических характеристик дизель-генераторов тепловозов путем создания и совершенствования систем электронного управления*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 321 с.

References

- [1] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A., ed. *Mashinostroenie. Entsiklopediya*. T. IV. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 784 p. (In Russ.).
- [2] Parsadanov I.V. *Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya* [Raising quality and competitive ability of diesels based on complex fuel-ecologic criteria]. Kharkov, Izd-vo KhPI Publ., 2003. 244 p. (In Russ.).

- [3] Erokhov V.I. Environmental indicators of modern land vehicles. *Gruzovik*, 2020, no. 9, pp. 16–27. (In Russ.).
- [4] Novikov L.A. Existing and forward-looking technologies to reduce diesel engine toxicity. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2005, no. 4, pp. 8–15. (In Russ.).
- [5] Markov V.A., ed. *Motornye topliva, proizvodimye iz rastitelnykh masel* [Motor fuels made from vegetable oils]. Riga, Lambert Academic Publ., 2019. 420 p. (In Russ.).
- [6] *Energeticheskaya strategiya kholdinga «Rossiyskie zheleznye dorogi» na period do 2015 goda i na perspektivu do 2030 goda* [Energy strategy of “Russian Railways” holding company for period till 2015 and for further extension to 2030]. Moscow, OAO RZhD Publ., 2011. 97 p. (In Russ.).
- [7] *Strategiya nauchno-tehnologicheskogo razvitiya kholdinga «Rossiyskie zheleznye dorogi» na period do 2025 goda i na perspektivu do 2030 goda (Belaya kniga)* [Strategy of science and technology development of “Russian Railways” holding company for period till 2025 and for further extension to 2030 (White book)]. Moscow, OAO RZhD Publ., 2018. 128 p. (In Russ.).
- [8] Balabin N.V. Development prospects of new-generation diesel locomotive engines. *Dvigatel*, 2007, no. 4, pp. 44–47. (In Russ.).
- [9] Igin V.N., Zakhvatov A.V., Igin F.V. Reserve for raising energy efficiency of locomotives. *Lokomotiv* [Locomotive], 2013, no. 3, pp. 2–3. (In Russ.).
- [10] Aleksandrov A.A., Markov V.A., eds. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, OOO NITs Inzhener Publ., OOO Oniko-M Publ., 2012. 791 p. (In Russ.).
- [11] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 1. Gas engine fuel. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [12] Gayvoronskiy A.I., Markov V.A., Ilatovskiy Yu.V. *Ispolzovanie prirodnogo gaza i drugikh alternativnykh topliv v dizelnykh dvigatelyakh* [Using natural gas and other alternative fuels in diesel engines]. Moscow, OOO IRTs Gazprom Publ., 2007. 480 p. (In Russ.).
- [13] Losyuk Yu.A., Kuzmich V.V. *Netraditsionnye istochniki energii* [Alternative energy sources]. Minsk, Tekhnoprint Publ., 2005. 233 p. (In Russ.).
- [14] Bezrukikh P.P. Alternative renewable energy sources. *Toplivno-energeticheskiy kompleks*, 2002, no. 2, pp. 53–57. (In Russ.).
- [15] Khachiyan A.S. Alternative fuels and power units in cars of tomorrow. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2004, no. 1, pp. 28–32. (In Russ.).
- [16] Melnik G.V. Alternative fuels (based on CIMAC-2016 papers). *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2019, no. 4, pp. 38–57. (In Russ.).
- [17] Grigorovich D.N., Nestrakhov A.S. *Alternativnye vidy topliva na podvizhnom sostave zheleznodorozhnogo transporta* [Alternative fuels on a railroads rolling stock]. Moscow, Intekst Publ., 2008. 144 p. (In Russ.).
- [18] Zagorskiy M.V., Fofanov G.A., Polyakov V.I. Dual fuel generator set to power series TEM18G locomotive made by Bryansk Engineering Works. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2001, no. 4, pp. 40–42. (In Russ.).
- [19] Kalinichenko V.V., Burov S.V., Kondakov K.V. Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2021, no. 4, pp. 3–7. (In Russ.).
- [20] Efremov B.D., Rok D.M. Control system for engine firing liquefied gas. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2013, no. 3, pp. 33–35. (In Russ.).
- [21] Andrusenko S.E., Frolov M.V., Fofanov A.V. Adaptive control system for operation of gas reciprocating engine. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2021, no. 4, pp. 22–27. (In Russ.).
- [22] Markov V.A. Problems of using natural gas as motor fuel for urban auto transport. *Gruzovik*, 2015, no. 4, pp. 6–12. (In Russ.).
- [23] Ivanchenko A.A., Vatolin D.S. Dual-fuel engines type MAN L51/60DF: operating experience. *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2018, no. 1, pp. 20–26. (In Russ.).
- [24] Melnik G.V. Development of fuel systems for dual-fuel engines (based on CIMAC-2016 papers). *Dvigatestroenie* [Engines Construction], 2018, no. 1, pp. 34–58. (In Russ.).

- [25] Markov V.A., Furman V.V., Ivanov V.A. et al. Electronic systems of fuel supply control in gas and diesel-gas engines. *Transport na alternativnom toplive* [Alternative Fuel Transport], 2012, no. 4, pp. 14–18. (In Russ.).
- [26] Markov V.A., Furman V.V., Ivanov V.A. et al. Fuel supply systems for gas-diesel and gas engines. *Gruzovik*, 2013, no. 4, pp. 38–45. (In Russ.).
- [27] Furman V.V. *Uluchshenie ekspluatatsionno-tekhnicheskikh kharakteristik dizel-generatorov teplovozov putem sozdaniya i sovershenstvovaniya sistem elektronnoy upravleniya*. Diss. dok. tekhn. nauk [Improving specifications and performance of diesel-generators for locomotives by developing electronic management systems. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2016. 321 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 12.10.2022

Информация об авторах

ФУРМАН Виктор Владимирович — доктор технических наук, генеральный директор. ООО «ППП «Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

МАРКОВ Владимир Анатольевич — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

ПЛАХОВ Сергей Валентинович — кандидат технических наук, зам. генерального директора, главный программист. ООО «ППП Дизельавтоматика» (410017, Саратов, Российская Федерация, ул. Чернышевского, д. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

Information about the authors

FURMAN Viktor Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), General Director. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: dizavt@overta.ru).

MARKOV Vladimir Anatolyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya Str., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru).

PLAKHOV Sergei Valentinovich — Deputy General Director, Chief Programmer. ООО PPP Dizelavtomatika (410017, Saratov, Russian Federation, Chernyshevskogo St., Bldg. 109, e-mail: plahov@overta.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Фурман В.В., Марков В.А., Плахов С.В. Экспериментальные исследования тепловозного газодизельного двигателя с системой электронного управления топливоподачей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 2, с. 48–62, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-48-62

Please cite this article in English as:

Furman V.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Experimental Studies of the Locomotive Gas-Diesel Engine with Electronic Fuel Supply Control System. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 2, pp. 48–62, doi: 10.18698/0536-1044-2023-2-48-62