

## ОПТИМИЗАЦИЯ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 8ЧН21/21

*Н.С. Кочев, асп., Л.В. Плотников, к.т.н. доцент*

*Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина  
Н.И. Григорьев, к.т.н., главный конструктор  
ООО «Уральский дизель-моторный завод»*

Выполнен краткий обзор литературы по тематике совершенствования рабочего процесса поршневых двигателей с применением цикла Миллера. Представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний тепловозного дизеля 8ЧН21/21, выполненные с целью улучшения технико-экономических и экологических показателей за счет оптимизации фаз газораспределения. Численное моделирование выполнялось в программном комплексе ACTUS (ABB Turbo Systems). Доводочные испытания проходили на стендах ООО «Уральский дизель-моторный завод». В результате оптимизации фаз газораспределения было достигнуто снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % при одновременном снижении вредных выбросов более чем на 30 %. Полученные результаты позволяют использовать двигатель при проектировании перспективных тепловозов с повышенными требованиями к показателям вредных выбросов.

Совершенствование поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) для повышения их топливной экономичности и снижение вредных выбросов неразрывно связано с воздействием на рабочий процесс [1–3]. Одним из направлений совершенствования рабочего процесса двигателя является использование специальных рабочих циклов с изменением фаз газораспределения. При этом происходят изменения в процессах газодинамики и теплообмена как внутри цилиндра, так и во впускных и выпускных системах поршневого ДВС. Это требует изменения настройки топливной системы двигателя, систем наддува, смазки и охлаждения.

На сегодняшний день одним из эффективных способов совершенствования рабочего процесса поршневого двигателя является применение так называемого цикла Миллера. Например, в экспериментальной работе Zhang и др. [4] было изучено влияния пяти различных вариантов фаз газораспределения на характеристики процесса сгорания и образования вредных веществ при различных нагрузках форсированного дизельного

двигателя. Авторами установлены оптимальные значения влияющих факторов, при которых выбросы вредных веществ снижаются при сохранении мощности двигателя. В обзорной статье Zhao [5] приводятся основные преимущества и недостатки поршневых двигателей, работающих по циклам Аткинсона и Миллера, а также кратко рассматриваются критические проблемы и перспективные решения для совершенствования ДВС. В работе Wu и др. [6] рассматривается оптимизация основных параметров поршневого ДВС при разных способах организации рабочего цикла (цикл Отто, Дизеля, Миллера, Отто-Миллера). Показано, что в зависимости от цели оптимизации можно снизить уровень вредных выбросов двигателя вплоть до 5,6 % или повысить мощность двигателя до 5,2 % за счет выбора способа реализации рабочего цикла. Wu и Chen [7] разработали физико-математическую модель термодинамических процессов в цилиндре двигателя, работающего по циклу Миллера, которая учитывает переменную во времени теплоемкость рабочего тела, потери тепла, потери на трение и другие необратимые потери. Разработанная модель позволяет рассчитывать и оптимизировать основные параметры двигателя — мощность, КПД и выбросы вредных веществ. В работе Molina и др. [8] исследуется потенциал цикла Миллера для снижения выбросов оксидов азота и сажи до пределов EURO VI, сохраняя расход топлива и среднее эффективное давление двигателя. В статье Zou и др. [9] приведены результаты экспериментального исследования влияния раннего закрытия впускного клапана и величины давления впрыска топлива в цилиндр дизельного двигателя на основные показатели. Показано, что раннее закрытие впускного клапана и повышение давления впрыска топлива приводит к улучшению тепловой эффективности ДВС на 2,5 % и существенному снижению вредных выбросов с отработавшими газами. В статье He и др. [10] показан положительный синергетический эффект от применения цикла Миллера и наддува, который заключается в росте КПД двигателя на величину от 2,5 до 5,5 % по сравнению с традиционными бензиновыми двигателями. В статье Imperato и

др. [11] представлены результаты экспериментальных исследований по снижению выбросов  $\text{NO}_x$  в судовом дизельном двигателе. В работе рассматривается комплекс мероприятий (применение цикла Миллера, рециркуляция отработавших газов и split fuel injection), при помощи которого удалось снизить выбросы  $\text{NO}_x$  на 90 %. Gopca и Sahin [12] представили результаты модернизации дизельного двигателя с турбонаддувом, работающего по циклу Миллера, и с впрыском пара в цилиндр. Установлено, что применение впрыска пара в цилиндр при работе по циклу Миллера приводит к существенному снижению выбросов оксида азота, но вызывает снижение эффективной мощности (однако это можно компенсировать повышением степени наддува).

В данной статье представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний в целях совершенствования рабочего процесса тепловозного дизеля 8ЧН 21/21 за счет изменения фаз газораспределения (на основе цикла Миллера). Целевыми функциями оптимизации являются соответственно снижение вредных выбросов и повышение экономичности двигателя.

На основе результатов анализа выполненных работ и пилотных исследований оптимизацию фаз газораспределения решено проводить по предложенному Ральфом Миллером пути — организацию рабочего процесса со слишком ранним или слишком поздним закрытием впускного клапана без изменения конструкции серийного поршневого двигателя [13].

В качестве объекта исследования был выбран дизель 8ЧН 21/21 производства ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург). Он представляет собой 4-тактный двигатель с V-образным расположением цилиндров под углом  $90^\circ$ , с непосредственным впрыском топлива, жидкостной системой охлаждения закрытого типа, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, системой смазки с «сухим» картером. Номинальная мощность двигателя составляет 882 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин, максимальный крутящий момент 6000 Н·м.

В табл. 1 представлены основные параметры базового дизеля, а также их прогнозируемые целевые значения после осуществления оптимизации фаз газораспределения.

Исследования проводились в два этапа. На первом этапе выполнялось численное моделирование рабочего процесса в программном комплексе ACTUS (Швейцария, ABB Turbo Systems) с целью оптимизации углов открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов (в том числе перекрытия клапанов). На следующем этапе были проведены доводочные, стендовые испы-

Таблица 1

Базовые и целевые параметры дизеля 8ЧН 21/21

Параметр	Базовый дизель	Целевые значения после оптимизации
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	214	210
Эффективная мощность, кВт	882	882
Удельные средневзвешенные выбросы при работе по скоростной (тепловозной) характеристике		
Выбросы $\text{NO}_x$ , г/кВт·ч	21,63	16,6
Выбросы CO, г/кВт·ч	2,13	2,13
Выбросы CH, г/кВт·ч	0,83	0,83
Дымность, %	1,11	0,8

тания дизеля с оптимальными фазами газораспределения, а также выполнен сравнительный анализ полученных результатов.

Целевыми показателями оптимизации были выбраны удельный эффективный расход топлива и выбросы  $\text{NO}_x$ . Для ограничения теплонапряженности деталей двигателя был установлен предел максимального давления сгорания  $p_z$  на уровне базового дизеля, равный 15 МПа. Оптимизация фаз газораспределения на основе численного моделирования проводилась на режиме номинальной мощности двигателя (882 кВт) при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин. Стендовые испытания проводились по скоростной тепловозной характеристике.

На первом этапе выполнено математическое моделирование рабочего процесса при сокращении процесса впуска (с 236 до 154 град ПКВ) и получены несколько алгоритмов работы впускных и выпускных клапанов (рис. 1). Алгоритмам впускных клапанов присвоены условные порядковые номера для удобства их идентификации (№ 1, № 2 и № 3). Было установлено, что алгоритм работы выпускного клапана оптимален и не требует значительной корректировки, поэтому дальнейшие исследования алгоритма ра-

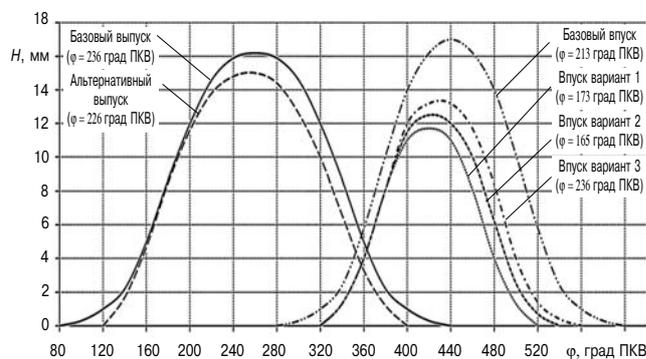


Рис. 1. Зависимости величины подъема клапанов  $H$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  для разных фаз газораспределения при оптимизации угла закрытия впускного клапана (в скобках указана продолжительность открытия впускного клапана)

боты выпускных данных клапанов не проводились.

В процессе моделирования установлено, что при работе впускных клапанов по вариантам № 1 (продолжительность открытого впускного клапана 173 град ПКВ) и № 2 (продолжительность 165 град ПКВ) не выполняется условие по ограничению максимального давления сгорания, равного 15 МПа (рис. 2), поэтому данные варианты в дальнейшем учитываться не будут. Рост расчетного значения максимального давления сгорания в данном случае, вероятно, вызван повышением давления наддува и корректировкой угла опережения впрыска топлива. Поскольку применение цикла Миллера приводило к частичному падению мощности дизеля, то было принято решение о компенсации данного негативного явления повышением давления наддува, используя конструктивные возможности базовых турбокомпрессоров путем подбора сопловых аппаратов и диффузоров, а также корректировкой угла опережения впрыска топлива в диапазоне 31–34° относительно ВМТ [14, 15].

Результаты изменения удельного эффективного расхода топлива  $\Delta g_e$ , коэффициента объемной эффективности  $V_e$  (аналога коэффициента наполнения — отношение действительной массы воздуха, поступившей в цилиндр, к массе воздуха, которая теоретически могла бы заполнить цилиндр при данных условиях), а также максимального давления сгорания  $p_z$  по результатам математического моделирования и оптимизации работы впускных клапанов представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что расход топлива практически не изменялся в исследуемом диапазоне закрытия впускного клапана, в отличие от коэффициента объемной эффективности, который предсказуемо снижался по мере «укорачивания» хода впускного клапана по причине ухудшения газообмена. Более раннее закрытие впускных клапанов вызывает постепенное снижение максимального давления сгорания. В результате анализа полученных данных был выбран угол закрытия впускного клапана, равный 540 град ПКВ (по сравнению с 582 град ПКВ у базового дизеля).

Далее было выполнено математическое моделирование рабочего процесса дизеля 8ЧН21/21 с разными величинами угла перекрытия клапанов  $\varphi_{п.кл.}$ . Здесь важно было учесть положительный эффект при увеличении время-сечения клапанов и нежелательные последствия вероятного обратного заброса продуктов сгорания во впускной трубопровод (так называемые «потери Миллера» [13]). В качестве основного алгоритма работы клапанов на основании выполненного этапа моделирования был принят вариант с максимальным перекрытием (107 град ПКВ). Дальнейший план оптимизации

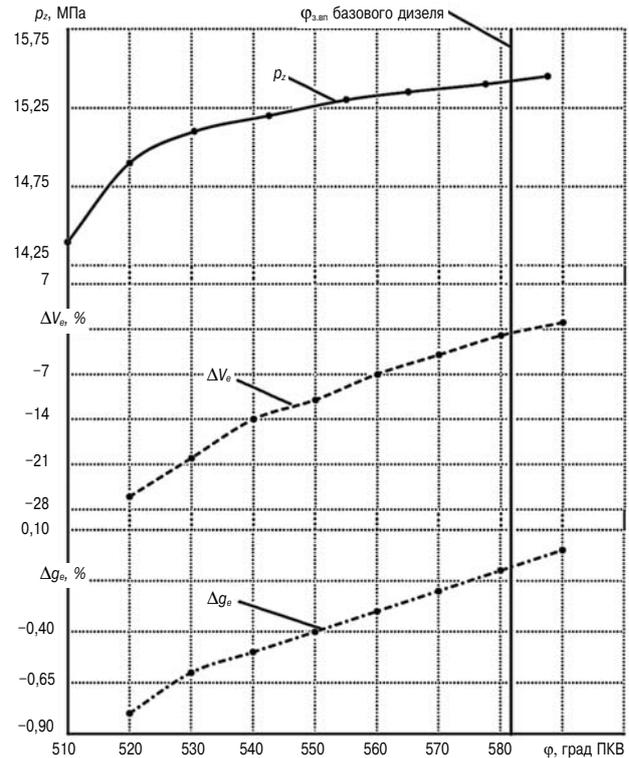


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения удельного эффективного расхода топлива  $\Delta g_e$ , коэффициента объемной эффективности  $\Delta V_e$  и максимального давления сгорания  $p_z$  от угла закрытия впускного клапана  $\varphi_{z.vp}$  для дизеля 8ЧН21/21

фаз газораспределения предусматривал постепенное снижение продолжительности перекрытия клапанов (вплоть до 67 град ПКВ) с целью снижения «потерь Миллера», связанных с процессами газодинамики и теплообмена потоков воздушного заряда и отработавших газов в коллекторах и цилиндрах дизеля. Параметры исследуемых фаз газораспределения для оптимизации продолжительности перекрытия клапанов представлены на рис. 3.

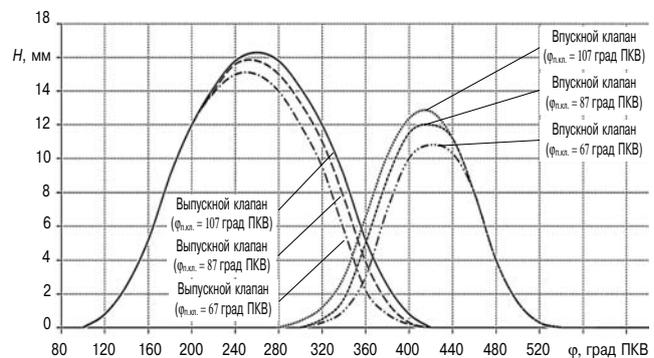
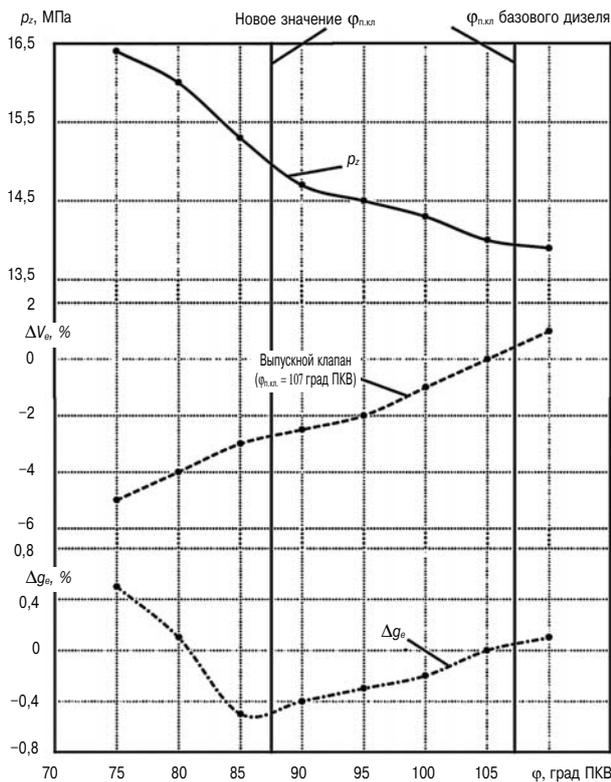


Рис. 3. Зависимости высоты подъема клапанов  $H$  от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  для разных вариантов фаз газораспределения при оптимизации продолжительности перекрытия клапанов  $\varphi_{п.кл.}$  для дизеля 8ЧН21/21



**Рис. 4.** Расчетные зависимости изменения удельного эффективного расхода топлива  $\Delta g_e$ , коэффициента объемной эффективности  $\Delta V_e$  и максимального давления сгорания  $p_z$  от угла перекрытия клапанов  $\phi_{пл.кл.}$  для дизеля 8ЧН 21/21

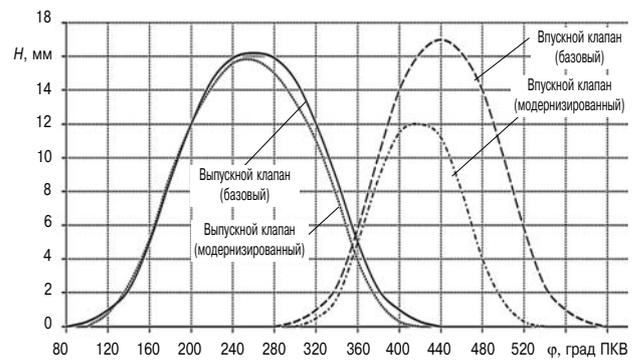
На основании результатов математического моделирования (рис. 4) рабочего процесса дизеля с разными величинами угла перекрытия клапанов, был определен оптимальный вариант перекрытия клапанов продолжительностью 87 град ПКВ.

Сравнительные диаграммы фаз газораспределения базового дизеля и оптимальных фаз газораспределения дизеля 8ЧН21/21 с циклом Миллера представлены на рис. 5.

Средствами математического моделирования были получены оптимальные алгоритмы работы впускных и выпускных клапанов, что позволило снизить расчетные значения удельного эффективного расхода топлива с 214 до 208,4 г/(кВт·ч) на номинальном режиме работы при сохранении концентрации вредных веществ в отработавших газах на уровне базового дизеля.

Стоит подчеркнуть, что «потери Миллера», связанные с уменьшением времени открытия впускных клапанов, были частично компенсированы увеличением давления наддува, что на реальном дизеле будет реализовано подбором оптимальных проточных частей турбокомпрессоров, а также корректировкой угла опережения впрыска топлива.

Далее были проведены доводочные стендовые испытания модернизированного дизеля (с оптимальными фазами газораспределения) с целью



**Рис. 5.** Изменение высоты подъема впускного и выпускного клапанов  $H$  от угла поворота коленчатого вала  $\phi$  для фаз газораспределения базового и модернизированного дизелей

подтверждения и уточнения результатов численного моделирования. Для данных целей был изготовлен новый распределительный вал с измененными профилями кулачков привода клапанов.

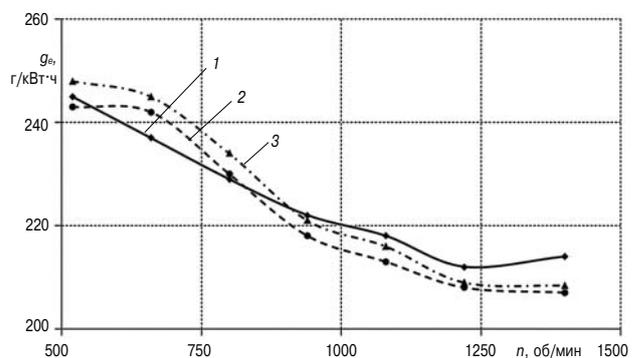
В качестве характеристических параметров выбраны:

- удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , г/кВт·ч (рис. 6);

- удельные средневзвешенные выбросы вредных веществ ( $NO_x$ ,  $CO$ ,  $CH$ ) и дымность ОГ (рис. 7).

Для измерения концентраций вредных веществ в отработавших газах использовались газоанализатор ГИАМ-29 с допускаемой погрешностью до  $\pm 0,025$  об. % и анализатор отработавших газов FEVER с допускаемой погрешностью 1,0 %. Испытания проводились в соответствии с требованиями стандартов [16–18].

Как видно из графиков на рис. 6, результаты доводочных испытаний показали достаточно высокую степень согласованности с результатами моделирования (отличия в значениях не превышают 3 %). Поставленные цели по снижению



**Рис. 6.** Расчетные и экспериментальные зависимости удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

1 — базовый дизель; 2 — модернизированный дизель (результаты испытаний); 3 — модернизированный дизель (численное моделирование)

Таблица 2

Результаты оптимизации фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН 21/21

Параметр	Базовый дизель	Результаты		Изменение параметра, %
		моделирования	испытаний	
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	214	210	207,03	-3,26
Выбросы NO <sub>x</sub> , г/кВт·ч	21,63	16,6	13,85	-35,9
Выбросы CO, г/кВт·ч	2,13	2,13	0,99	-53,5
Выбросы CH, г/кВт·ч	0,83	0,83	0,64	-22,9
Дымность, FSN	1,11	0,8	0,69	-37,8

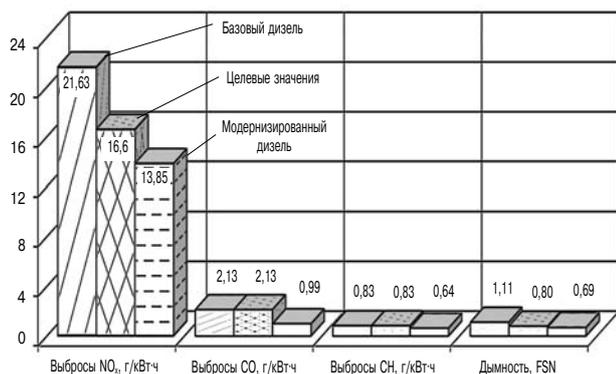


Рис. 7. Сравнительная диаграмма вредных выбросов и дымности по результатам стендовых испытаний дизеля 8ЧН21/21

удельного эффективного расхода топлива достигнута практически на всех исследуемых режимах работы дизеля. Кроме того, расход топлива на режиме холостого хода снижен с 5,95 до 5,8 л/ч (на рисунке не показано), что является очень важным достижением для дизеля маневрового тепловоза, поскольку данный режим может составлять до 90 % от общего времени наработки.

Анализ диаграмм, изображенных на рис. 7, показал, что целевые значения экологических показателей также достигнуты. По мнению авторов, это связано со снижением максимального давления сгорания с 15,2 до 14,7 МПа, а также оптимизацией фаз газораспределения, что позволило повысить эффективность процессов смесеобразования и сгорания. Основные результаты исследования по оптимизации фаз газораспределения тепловозного дизельного двигателя 8ЧН21/21 циклом Миллера сведены в табл. 2.

Таким образом, на основании результатов проведенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие основные выводы.

Получена высокая степень согласованности результатов испытаний реального двигателя с результатами моделирования, что говорит о достоверности результатов современных средств математического моделирования, использованных в данном исследовании, и возможностях оптимизации рабочих процессов поршневых ДВС на основе современных программных комплексов.

По результатам доводочных испытаний модернизированного дизеля было достигнуто снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % по сравнению с базовым дизелем.

Стоит отметить, что коэффициент объемной эффективности (коэффициент наполнения) в результате изменения фаз газораспределения снизился с 0,86 до 0,78 на номинальном режиме, что может указывать на некоторое снижение

качества наполнения цилиндра свежим зарядом. Однако, судя по значениям экологических показателей и расхода топлива, он не оказался определяющим в условиях настоящего исследования.

Модернизация рабочего цикла дизельного двигателя 8ЧН21/21 в части оптимизации фаз газораспределения (при внедрении цикла Миллера), позволила добиться снижения выбросов NO<sub>x</sub> — на 35,9 %, CO — на 53,5 %, CH — на 22,9 %, дымности ОГ — на 37,8 %.

Снижение содержания NO<sub>x</sub> свидетельствует и о том, что оптимизация фаз газораспределения, а именно раннее закрытие впускных клапанов, позволило снизить среднюю температуру цикла (за счет дополнительного охлаждения свежего заряда в процессе впуска). Это позволит снизить теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы и выпускной системы, что приведет к снижению риска возникновения отказа двигателя, повышению его надежности в целом.

Внедрение цикла Миллера в перспективе даст возможность дальнейшего форсирования двигателя, за счет применения наддува с более высокой степенью повышения давления в компрессоре, без риска существенного ухудшения рабочих характеристик и обеспечить нормализацию выбросов NO<sub>x</sub> в соответствии с требованиями действующих стандартов. Это позволит использовать данный двигатель при проектировании перспективных тепловозов с повышенными требованиями по защите окружающей среды.

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

#### Литература

1. Шароглазов Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; под ред. засл. деят. науки РФ, профессора, д-ра тех. наук Б.А. Шароглазова. — Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. 525 с.

2. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, New York, 1988. — 546 p.
3. Кавтарадзе П.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.
4. Zhang X., Wang H., Zheng Z., Reitz R.D., Yao M. Effects of late intake valve closing (LIVC) and re-breathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads // *Applied Thermal Engineering*. 2016. — Vol. 98. — P. 310–319.
5. Zhao J. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines — A review // *Applied Energy*. 2017. Vol. 185. — P. 300–319.
6. Wu Z., Chen L., Ge Y., Sun F. Optimization of the power, efficiency and ecological function for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle // *Frontiers in Energy*. — 2018. — P. 1–11.
7. Wu Z., Chen L., Ge Y., Sun F. Thermodynamic optimization for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle with linearly variable specific heat ratio of working fluid // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2018. — Vol. 124. — P. 46–57.
8. Molina S., Garc?a A., Monsalve-Serrano J., Estepa D. Miller cycle for improved efficiency, load range and emissions in a heavy-duty engine running under reactivity controlled compression ignition combustion // *Applied Thermal Engineering*. — 2018. — Vol. 136. — P. 161–168.
9. Zou X., Liu W., Lin Z., Wu B., Su W. An experimental investigation of the effects of fuel injection strategy on the efficiency and emissions of a heavy-duty engine at high load with gasoline compression ignition // *Fuel*. — 2018. — Vol. 220. — P. 437–445.
10. He Y., Sun D., Liu J., Zhu B. Optimization of a turbocharger and supercharger compound boosting system for a Miller cycle engine // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. — 2018. — Vol. 232, № 2. — P. 238–253.
11. Imperato M., Kaario O., Larmi M., Sarjoavaara T. Emission reduction methods and split fuel injection in a marine four-stroke engine // *Journal of Marine Science and Technology (Japan)*. — 2018. — Vol. 23, № 1. — P. 94–103.
12. Gonca G., Sahin B. Effect of turbo charging and steam injection methods on the performance of a Miller cycle diesel engine (MCDE) // *Applied Thermal Engineering*. — 2017. — Vol. 118. — P. 138–146.
13. Белоусов Е.В. Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях / Е.В. Белоусов, В.В. Чернявский // *Двигатели внутреннего сгорания*. — 2013. — № 1. — С. 127–132.
14. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Ивашенко, В.А. Марков. — М. : Легион-Автодата, 2004. 344 с.
15. Шестаков Д.С. Доводка рабочего процесса тепловозных дизелей 8ЧН 21/21 с российскими турбокомпрессорами ТКР180 / Д.С. Шестаков, И.Е. Пронин // *Транспорт Урала*. — 2015. — № 4 (47). — С. 81–85.
16. ГОСТ 31967–12. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2014. — 18 с.
17. ГОСТ 24028–13. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2014. — 15 с.
18. ГОСТ 30574–98. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний. — М. : ИПК Издательство стандартов, 1999. — 15 с.