

Научная статья
УДК 621.443

Моделирование рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием, питаемого безуглеродным топливом

Ван Зунг Нгуен¹, Андрей Юрьевич Дунин², Эльмира Умяровна Ахметжанова³,
Андрей Михайлович Петров⁴, Дмитрий Сергеевич Конюшков⁵

^{1,2,3,4,5}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹nguyenvandung1996kchy@gmail.com

²a.u.dunin@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0676-4135>

³onti@nich.madi.ru

⁴psiholiric@inbox.ru

⁵konyushkov-d.s@yandex.ru

Аннотация. В статье представлены результаты математического моделирования рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием при его работе на бензине и двух топливах, не содержащих углерод: водород и аммиак. Для проведения расчетного исследования применен программный комплекс, разработанный в МАДИ. Процесс тепловыделения в камере сгорания двигателя описывается моделью, предложенной Вибе. Для каждого из исследуемых топлив был определен показатель m кривой тепловыделения. Выбор величины m проводился из условия совпадения экспериментальных и расчетных данных по максимальному давлению цикла и наибольшей скорости нарастания давления. На втором этапе расчетных исследований оценивалось влияние на показатели рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием от перехода на водород и аммиак. Состав смеси в данном исследовании принимался стехиометрическим. С переходом на водород максимальное значение скорости тепловыделения возрастает на 17,5% по сравнению с бензином, в то время как на аммиаке она возрастает на 1,6%. Работа двигателя на аммиаке отличается наибольшим часовым расходом топлива, который в 2,6 раза выше, чем у бензина и в 6,2 раз – чем у водорода.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, безуглеродное топливо, водород, аммиак, моделирование рабочего процесса.

Для цитирования: Нгуен Ван Зунг, Дунин А.Ю., Ахметжанова Э.У., Петров А.М., Конюшков Д.С. Моделирование рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием, питаемого безуглеродным топливом // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №4 (38).

Original article

Simulation of the operating process of a spark ignition engine powered by carbon-free fuel

Van Dung Nguyen¹, Andrey Yu. Dunin², Elmira U. Akhmetzhanova³,
Andrey M. Petrov⁴, Dmitry S. Konyushkov⁵

^{1,2,3,4,5} Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
Moscow, Russia

¹ nguyenvandung1996kchy@gmail.com

² a.u.dunin@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0676-4135>

³ onti@nich.madi.ru

⁴ psiholiric@inbox.ru

⁵ konyushkov-d.s@yandex.ru

Abstract. The results of mathematical modeling of the operating process of a spark-ignition engine when running on gasoline and two carbon-free fuels: hydrogen and ammonia are presented. To carry out the computational study, a software package developed at MADI was used. The heat release process in the engine combustion chamber was modeled using the formula proposed by Wiebe. For each of the fuels under study, the index m of the Wiebe formula was determined. The choice of the value of m was carried out based on the condition of coincidence of experimental and calculated data on the maximum cycle pressure and the highest rate of pressure increase. At the second stage of computational studies, the impact on the performance of a spark-ignition engine from switching to hydrogen and ammonia was assessed. The composition of the mixture in this study was assumed to be stoichiometric. With the transition to hydrogen, the maximum value of the heat release rate increases by 17.5% compared to gasoline, while with ammonia it increases by 1.6%. Engine operation on ammonia has the highest hourly fuel consumption, which is 2.6 times higher than that of gasoline and 6.2 times higher than that of hydrogen.

Keywords: spark ignition engine, carbon-free fuel, hydrogen, ammonia, operating process modeling.

For citation: Nguyen Van Dung, Dunin A.Yu., Akhmetzhanova E.U., Petrov A.M., Konyushkov D.S. Simulation of the operating process of a spark ignition engine powered by carbon-free fuel. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. No 4 (38).

Введение

На сегодняшний день двигатель внутреннего сгорания (ДВС) продолжает оставаться основной энергетической установкой на

автомобильном транспорте, к которой предъявляется целый комплекс требований, связанных с мощностными, экономическими показателями и токсичностью отработавших газов (ОГ).

В этой связи одним из важных направлений развития ДВС признается применение топлив, альтернативных бензину и дизельному топливу, получаемым из нефти. Кроме расширения сырьевой базы применение альтернативных топлив рассматривают как возможность снижения содержания углерода до полного его исключения в ОГ ДВС.

1. Исследуемые топлива, не содержащие углерод

Тенденция к снижению выбросов углерода и содержащих его веществ представлена на примере требований Европейского Союза для транспортных средств большой грузоподъемности (табл. 1).

Таблица 1

Европейские стандарты Европейского Союза для транспортных средств большой грузоподъемности [1]

Уровень	СО, г/(кВт·ч)	СН, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)	PM, г/(кВт·ч)
ЕВРО-3	2,1	0,66	5	0,13
ЕВРО-4	1,5	0,46	3,5	0,02
ЕВРО-5	1,5	0,46	2	0,02
ЕВРО-6	1,5	0,13	0,4	0,01

Среди альтернативных особо выделяют газовые топлива, обеспечивающие более быстрое смесеобразование и лучшую полноту перемешивания с воздухом. В таблице 2 представлены термодинамические свойства некоторых газовых альтернативных топлив в сравнении с бензином.

Таблица 2

Термодинамические свойства разных типов топлив [2], [4], [5], [7...17]

Свойства	Бензин	Метан	Водород	Аммиак
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	44,5	50,05	120	18,8
Плотность при 0,1 МПа и 298 К, кг/м ³	736	0,66	0,08	0,73
Удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К)	2,22	2,483	14,3	2,19
Скрытая теплота испарения, кДж/кг	348,7	511	455	1370
Температура самовоспламенения, К	503	859	773 ... 850	930
Октановое число	90 ... 98	120	> 100	130
Массовое содержание углерода, %	85,5	75	-	-
Массовое содержание водорода, %	14,5	25	100	17,7
Массовое содержание азота, %	-	-	-	82,3

Из таблицы 2 видно, что водород имеет низшую теплоту сгорания почти в три раза выше, чем у бензина, а энергии для воспламенения требуется в 1,5 раза меньше. Однако водород имеет ряд недостатков как топливо: малая плотность (по сравнению с метаном); высокая пожароопасность и, как следствие, необходимость хранения с применением криогенных систем. Это увеличивает массу транспортного средства и требует большего места в нем для размещения емкостей для хранения топлива.

Исходя из недостатков водорода, практический интерес представляет использование аммиака в качестве вторичного носителя водорода. Перспективность применения аммиака в качестве моторного топлива обусловлена рядом его положительных свойств.

Аммиак (NH_3) встречается в природе в виде солей. Его самая чистая форма – безводный NH_3 . Аммиак легче воздуха и хорошо растворяется в воде, что обеспечивает контроль утечки, избегая риска пожара или взрыва. NH_3 является эффективным носителем водорода с 1,5 моль водорода на 1 моль аммиака, и аммиак имеет низкую температуру застывания (195,7 К), что делает его перспективным топливом для регионов с холодным климатом [5]. Низкая вязкость аммиака способствует улучшению условий распыливания топлива. Аммиак имеет октановое число 130, что делает его пригодным для двигателей с высокой степенью сжатия, поскольку снижает вероятность детонации.

2. Описание математической модели и ее верификация

Для проведения сравнения показателей работы двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) при его питании бензином и топливами, не содержащими углерод проведены расчетные исследования с применением расчетного элемента «ДсИЗ-МАДИ» программного комплекса ПК «ДВС-МАДИ». «ДсИЗ-МАДИ» разработан на основе математической модели, предложенной в МАДИ.

В ПК «ДВС-МАДИ» для моделирования газодинамических и тепловых процессов во впускной и выпускной системах двигателя, а также в его цилиндрах применены методы термодинамического и газодинамического расчета газовых процессов.

Во время газообмена цилиндр двигателя рассматривается как открытая термодинамическая система переменного объема, а по завершению процессов газообмена – как закрытая. Газы в цилиндре рассматриваются как идеальные, находящиеся в квазиравновесном состоянии.

Процессы в цилиндре описаны уравнением первого закона термодинамики в дифференциальной форме.

Для процессов газообмена использованы уравнения сохранения массы и истечения газов через клапанное отверстие, а для конечного объема газовой смеси – уравнение Клапейрона.

Внутренняя энергия газовой смеси определяется с учетом ее температуры и состава.

Граничные условия, характеризующие обмен массой и теплотой рассматриваемой термодинамической системы с окружающей средой, выражены уравнениями теплоотдачи и расхода в квазистационарной постановке и распределением параметров на границах. Теплоотдача в стенки описывается уравнением Ньютона.

В процессах газообмена, сжатия и расширения коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Вошни. Расчет теплоотдачи в стенку цилиндра ведется с учетом распределения температуры по ее высоте и изменения площади теплоотдачи вследствие перемещения поршня.

Газодинамические граничные условия рассматривают в сечении у цилиндра.

Принято допущение, что давление во впускном и выпускном трубопроводах не изменяется в процессе газообмена. Расход газа через клапанное отверстие переменной во времени площади определяется при допущении течения одномерным и квазистационарным. Учитывается обратный выброс из цилиндра и его дозарядка.

В ПК «ДВС-МАДИ» предусмотрена возможность расчета рабочего процесса ДсИЗ с наддувом. В этом случае расчет ведется по двум расчетным модулям: рабочий цикл ДсИЗ; совместная работа ДсИЗ и турбокомпрессора. Информационная схема модели надувного ДсИЗ с учетом последовательного применения двух модулей представлена на рис. 1.

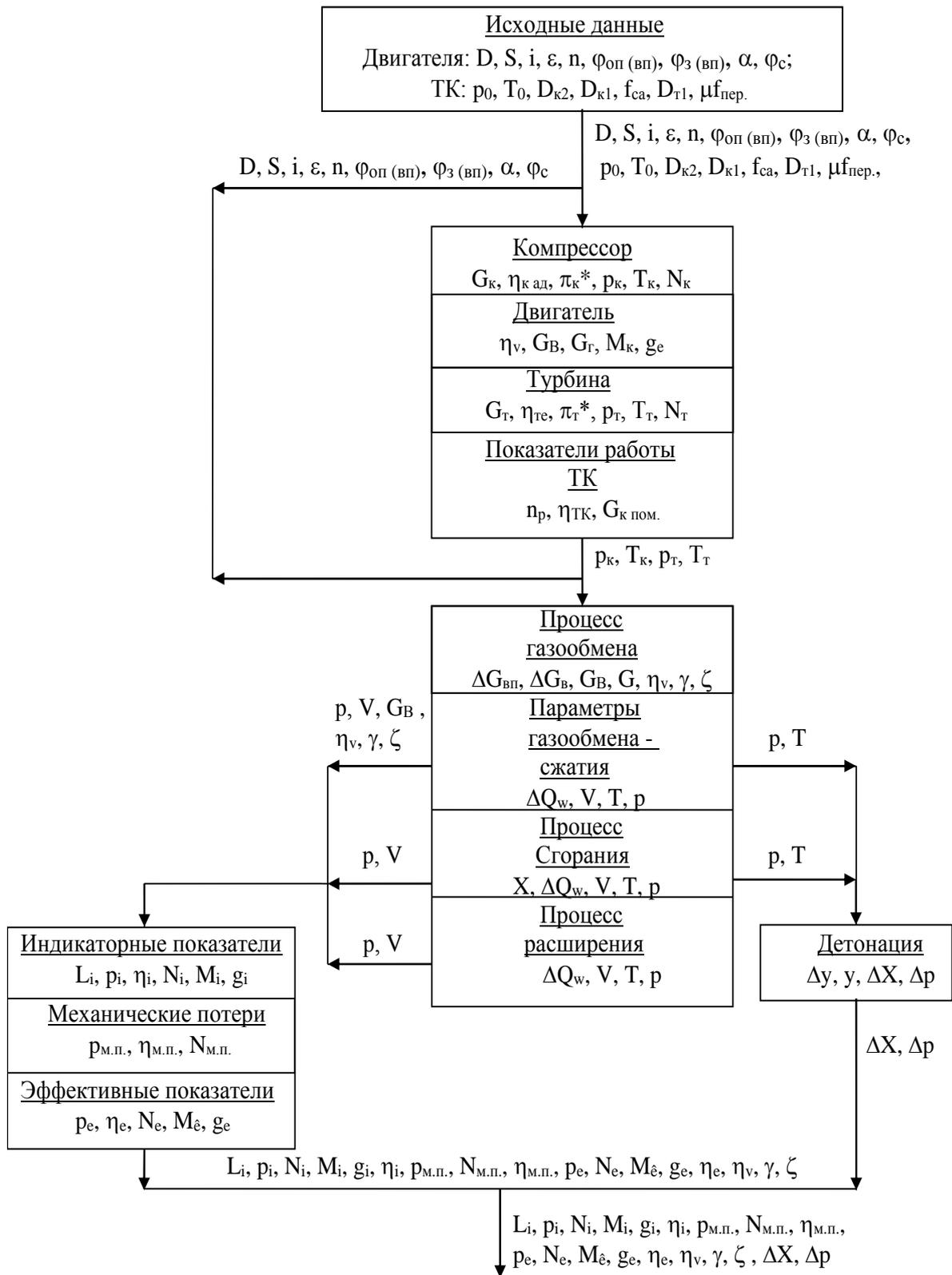


Рис. 1. Информационная схема математической модели ДсИЗ с наддувом

В качестве исходных данных для проведения расчетного исследования были заданы параметры безнаддувного ДсИЗ 4Ч 7,6/7 (табл. 3).

Таблица 3

Параметры двигателя 4Ч 7,6/7 с искровым зажиганием, задаваемые в качестве исходных данных в программный комплекс ПК «ДВС-МАДИ»

№ п/п	Название	Обозначение	Размерность	Величина
1.	Диаметр цилиндра	D	мм	76
2.	Ход поршня	S	мм	70
3.	Число цилиндров	i	—	4
4.	Степень сжатия	ϵ	—	10,5
5.	Отношение поверхности камеры сгорания к площади днища поршня	$F_{кс}/F_{п}$	—	2,3
6.	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	λ	—	0,280
7.	Максимальная высота подъема впускного клапана	$h_{кл} (вп) \max$	мм	8,8
8.	Диаметр горловины впускного клапана	$d_{г} (вп)$	мм	36
9.	Угол опережения открытия впускного клапана	$\varphi_{оп} (вп)$	град. ПКВ до ВМТ	33
10.	Продолжительность открытия впускного клапана	$\varphi_0 (вп)$	град. ПКВ	292
11.	Максимальная высота подъема выпускного клапана	$h_{кл} (в) \max$	мм	8,65
12.	Диаметр горловины выпускного клапана	$d_{г} (в)$	мм	31
13.	Угол опережения открытия выпускного клапана	$\varphi_{оп} (в)$	град. ПКВ до НМТ	47
14.	Продолжительность открытия выпускного клапана	$\varphi_0 (в)$	град. ПКВ	244

Параметры на впуске соответствовали стандартным атмосферным условиям: давление $p_k = 0,1$ МПа, температура $T_k = 298$ К.

Давление на выпуске (p_r) равно 0,102 МПа, что соответствует значениям, имеющим место для двигателя 4Ч 7,6/7.

Величина температуры на выпуске (T_r) ориентировочно (по экспериментальным данным для двигателя 4Ч 7,6/7) задавалась равной 843 К и затем уточнялась программой путем многократного расчета. Средние температуры поверхностей деталей двигателя принимались равными: температура днища поршня: $T_n = 573$ К; температура внутренней поверхности камеры сгорания, находящейся в головке блока цилиндров: $T_r = 548$ К; температура стенок цилиндра: $T_{ц} = 518$ К.

Для расчета процесса тепловыделения в камере сгорания ДсИЗ используется формула, предложенная Вибе:

$$x = 1 - \exp[-6,908 \cdot (\tau_1 / \tau_{cr1})^{(m+1)}], \quad (1)$$

где m – показатель кривой тепловыделения; τ_1 – текущее время процесса сгорания; τ_{cr1} – продолжительность процесса сгорания. При использовании формулы Вибе необходимо задавать значения показателя m и продолжительности τ_{cr1} , которые зависят от режима работы двигателя и вида применяемого топлива.

На первом этапе исследования, с целью определения m (табл. 4) проведена серия расчетов и сопоставление их результатов с экспериментальными данными для различных двигателей. Выбор величины m при сопоставлении определялся достижением близких к экспериментальным данным значений максимального давления цикла p_z и наибольшей скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{max}$.

Величина показателя кривой тепловыделения m для формулы Вибе
в зависимости от вида топлива

Вид топлива	Величина показателя m
Водород	3
Бензин	1,7
Аммиак	1,2

Для нахождения показателя m при работе ДсИЗ на бензине были использованы данные, полученные при испытании двигателя 4Ч 7,6/7 (табл. 3) на экспериментальном стенде Проблемной лаборатории транспортных двигателей МАДИ. Сопоставление расчетных данных и эксперимента приведены на рис. 2. Частота вращения коленчатого вала n составила 3000 мин^{-1} , коэффициент избытка воздуха α равен 1, угол опережения зажигания $\varphi_{\text{юз}}$ составляет 15° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ПКВ до ВМТ). Длительность тепловыделения составила $\varphi_z = 70^\circ$ ПКВ.

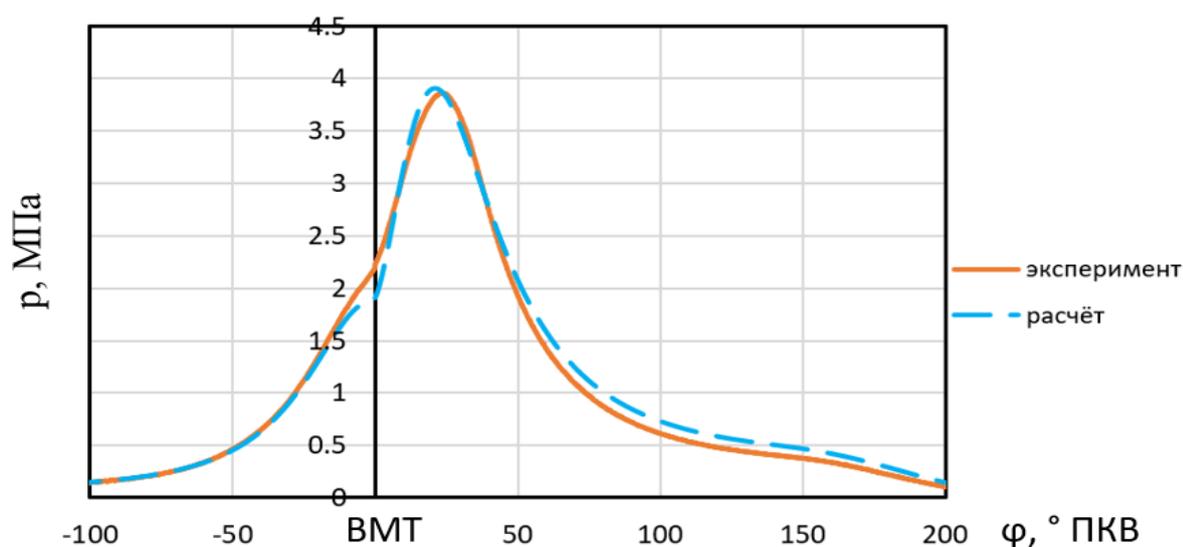


Рис. 2. Сопоставление экспериментальной и расчётной индикаторных диаграмм ДсИЗ 4Ч 7,6/7 при работе на бензине ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$; $\varphi_{\text{юз}} = 15^\circ$ ПКВ до ВМТ; $m = 1,7$; $\varphi_z = 70^\circ$ ПКВ)

Экспериментальные данные по рабочему процессу ДсИЗ, питаемого водородом, взяты из [3]. Авторы провели исследования на двигателе 4Ч 8,6/8,6 модели СА20 (табл. 5). Результаты сопоставления полученных расчетных и экспериментальных данных приведены на рис. 3. Параметры режима: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 1,64$, $\varphi_{\text{юз}} = 15^\circ \text{ ПКВ до ВМТ}$, $\varphi_z = 40^\circ \text{ ПКВ}$.

Таблица 5

Параметры двигателя СА20 [3], конвертированного для работы на водороде

Параметр	Значение
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра/ ход поршня, мм/мм	86/86
Длина шатуна, мм	142,8
Степень сжатия	10
Номинальная мощность, кВт (при частоте вращения n , мин^{-1})	60 (при $n = 5500 \text{ мин}^{-1}$)
Максимальный крутящий момент, Н·м (при частоте вращения n , мин^{-1})	111 (при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$)

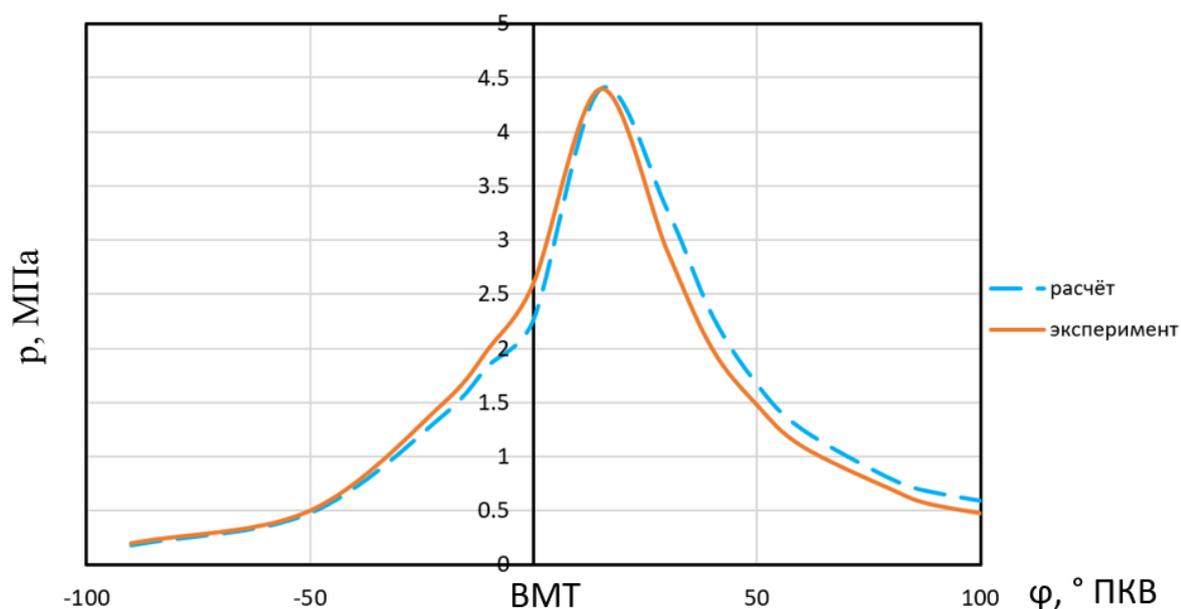


Рис. 3. Сопоставление экспериментальной и расчетной индикаторных диаграмм ДсИЗ 4Ч 8,6/8,6 при работе на водороде ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1,64$; $\varphi_{\text{юз}} = 15^\circ \text{ ПКВ до ВМТ}$; $m=3.0$; $\varphi_z = 40^\circ \text{ ПКВ}$)

В работе [18] приведены экспериментальные данные по работе ДсИЗ 1Ч 11,5/7,7 (табл. 6), конвертированного для работы на аммиаке. На рис. 4 представлены результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных на режиме работы: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$; $\varphi_{\text{юз}} = 15^\circ \text{ ПКВ до ВМТ}$.

Таблица 6

Параметры двигателя ЕР6 [18], конвертированного для работы на аммиаке

Параметр	Значение
Число цилиндров	1
Диаметр цилиндра/ ход поршня, мм/мм	115/77
Длина шатуна, мм	177
Степень сжатия, ε	11,75
Число клапанов на каждый цилиндр	4

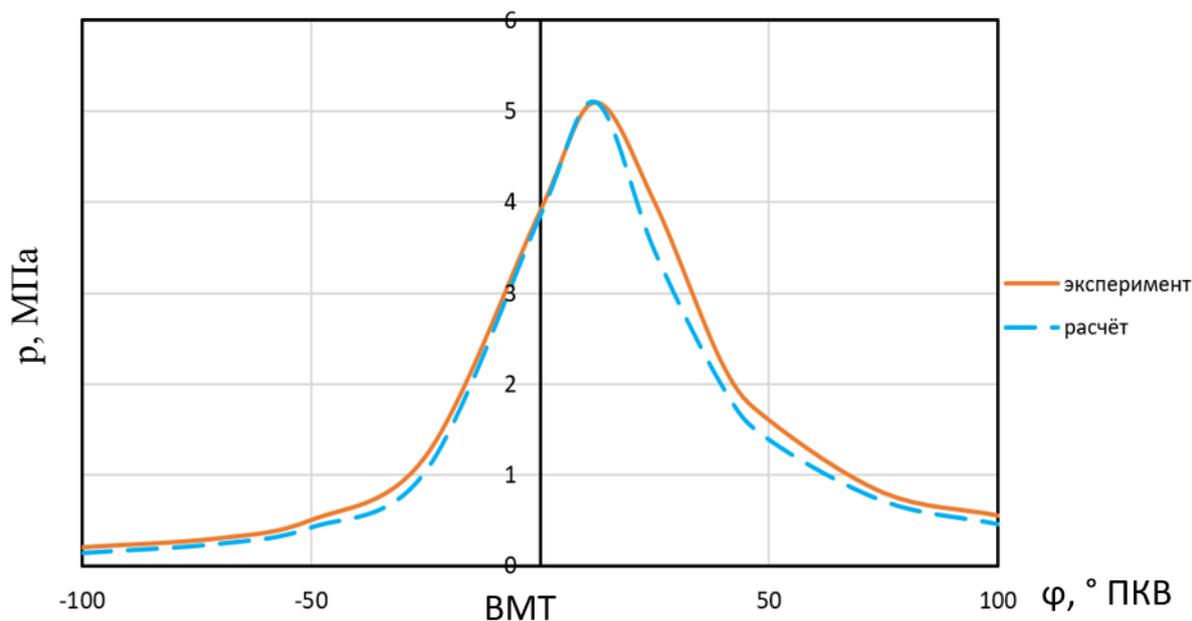


Рис. 4. Сопоставление экспериментальной и расчетной индикаторных диаграмм ДсИЗ 1Ч 11,5/7,7 при работе на аммиаке ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$; $\varphi_{\text{юз}} = 15^\circ \text{ ПКВ до ВМТ}$)

3. Результаты моделирования рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием, питаемого безуглеродным топливом

На втором этапе расчетных исследований в качестве объекта был выбран отечественный ДсИЗ 4Ч 7,6/7 (табл. 3). Цель исследования – оценка влияния на показатели рабочего процесса двигателя от перехода на безуглеродное топливо (водород и аммиак). Состав смеси в данном исследовании принимался стехиометрическим: $\alpha = 1$. Такая величина коэффициента избытка воздуха необходима для эффективной работы трехкомпонентного нейтрализатора при подаче в ДсИЗ бензина.

На рисунке 5 представлено сопоставление скоростей тепловыделения ($dQ/d\phi$), а на рис. 6 – рассчитанные индикаторные диаграммы. Показатели режима работы: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; полностью открытая дроссельная заслонка; угол начала тепловыделения 15° ПКВ до ВМТ. Как видно на приведенных рисунках с переходом на водород максимальное значение скорости тепловыделения $(dQ/d\phi)_{\max}$ возрастает на 17,5% по сравнению с бензином, в то время как на аммиаке она возрастает на 1,6%. Наибольшее значение максимального давления цикла p_z достигается на водороде, в то время как на бензине и аммиаке его величины практически одинаковы. Несмотря на это, работа ДсИЗ на аммиаке отличается наибольшим часовым расходом топлива G_T (табл. 7), который в 2,6 раза выше, чем у бензина и в 6,2 раз – чем у водорода. Подобные различия в G_T ожидаемы с учетом величин низшей теплоты сгорания для каждого из исследуемых топлив (табл. 2).

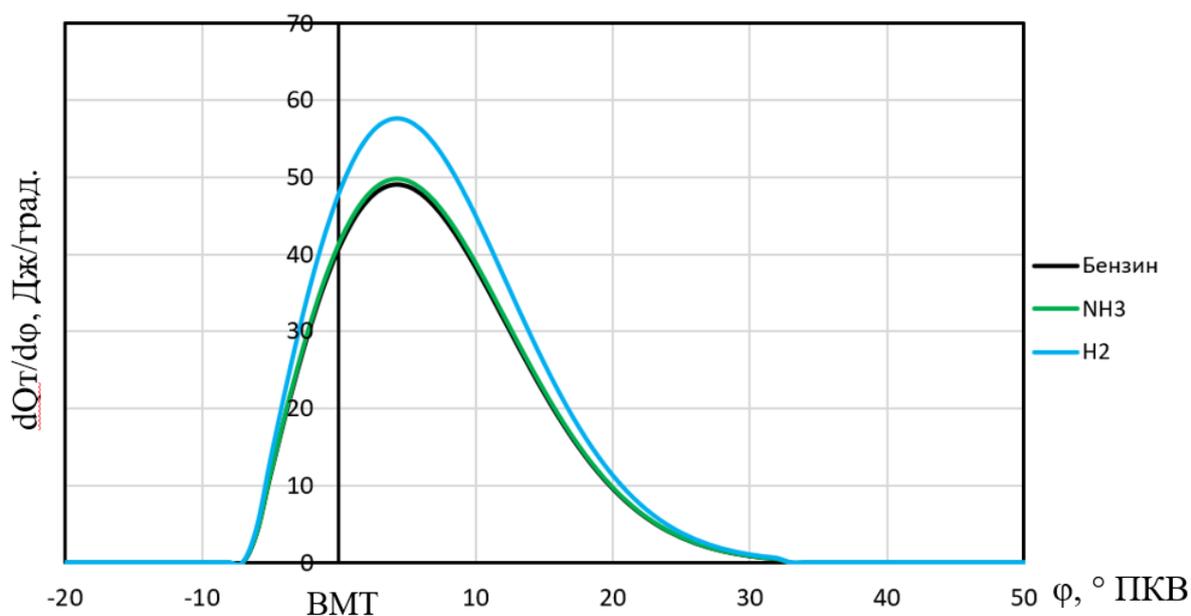


Рис. 5. Скорость тепловыделения $dQ_T/d\phi$, Дж/град. цилиндре при сгорании на различных видах топлива: ДсИЗ 4Ч 7,6/7; $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$

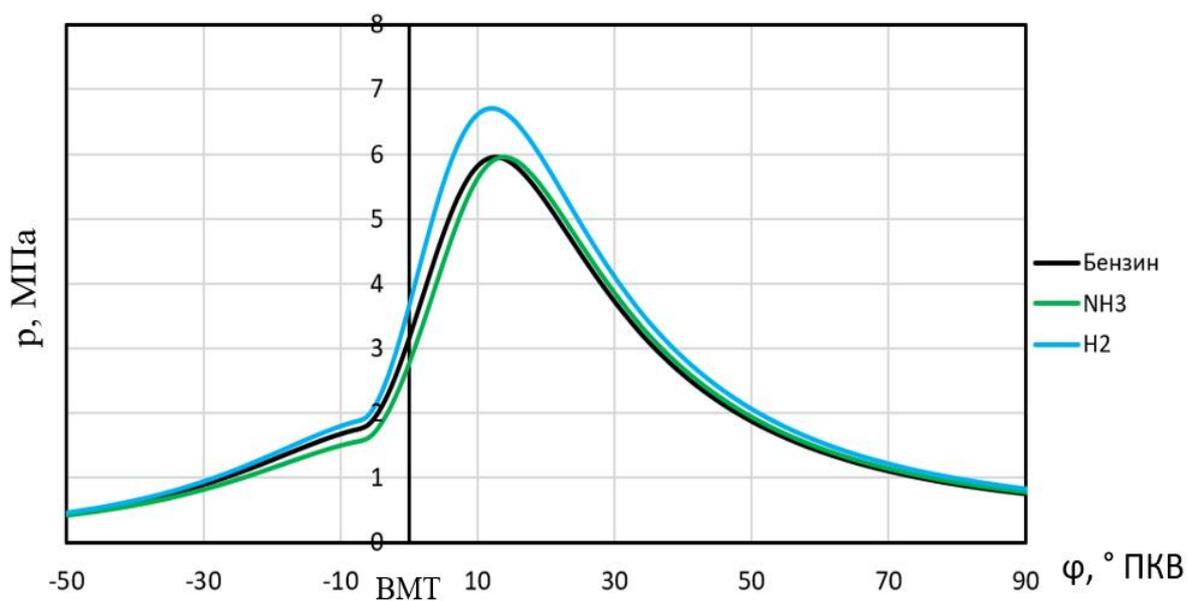


Рис. 6. Индикаторные диаграммы ДсИЗ при работе на различных видах топлива: ДсИЗ 4Ч 7,6/7; $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$

Таблица 7

Часовой расход G_T при работе ДсИЗ на различных видах топлива:

ДсИЗ 4Ч 7,6/7; $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $\alpha = 1$

Вид топлива	Величина часового расхода G_T , кг/ч
Водород	2,15
Бензин	5,17
Аммиак	13,37

Кроме режима $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ при аналогичных условиях проведены расчеты и на других режимах внешней скоростной характеристики двигателя

Внешние скоростные характеристики (ВСХ) бензинового двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) при работе на различных видах топлива представлены на рис. 7 – 10. Применение безуглеродных топлив при условии поддержания $\alpha = 1$ обеспечивают большее среднее эффективное давление p_e . Так на режиме максимального крутящего момента ($n = 3400 \text{ мин}^{-1}$) увеличение p_e при работе на аммиаке составило 11% относительно работе на бензине, тогда как на водороде – 22% (рис. 7). Эффективный КПД изменился так, что на аммиаке отмечена тенденция к его снижению на 3,5%, а на водороде – к повышению на 2,3% (рис. 10). Наиболее значимо работа на аммиаке уступает в удельном эффективном расходе топлива g_e , который на режиме $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ в 2,4 раза выше, чем при работе на бензине (рис. 8). У водорода, наоборот, отмечено снижение g_e в 2,7 раза.

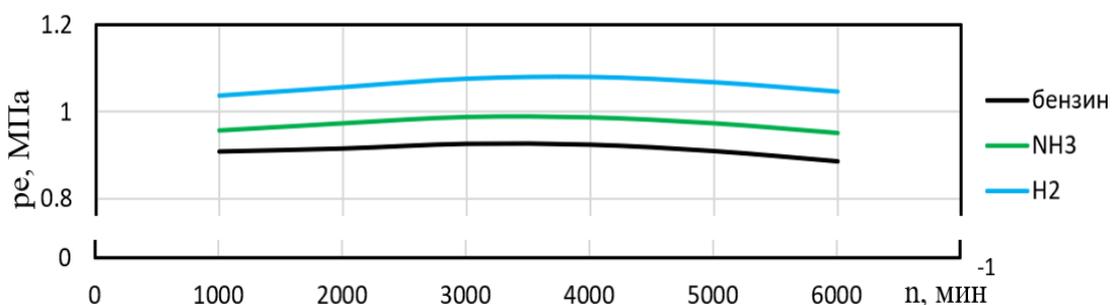


Рис. 7. Изменение среднего эффективного давления p_e по внешней скоростной характеристике ДсИЗ 4Ч 7,6/7 при работе на различных видах топлива: $\alpha = 1$

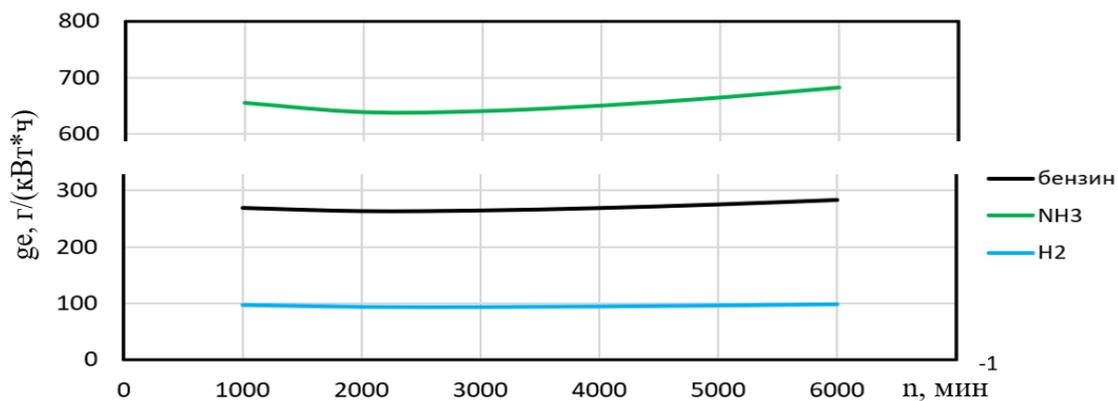


Рис. 8. Изменение удельного эффективного g_e расхода топлива по внешней скоростной характеристике ДсИЗ 4Ч 7,6/7 при работе на различных видах топлива: $\alpha = 1$

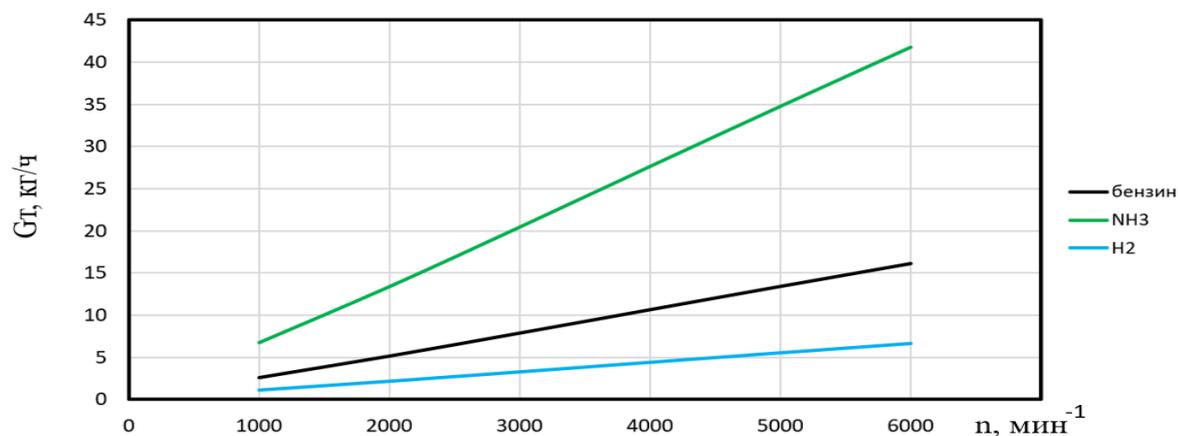


Рис. 9. Изменение удельного эффективного часового G_t расхода топлива по внешней скоростной характеристике ДсИЗ 4Ч 7,6/7 при работе на различных видах топлива: $\alpha = 1$

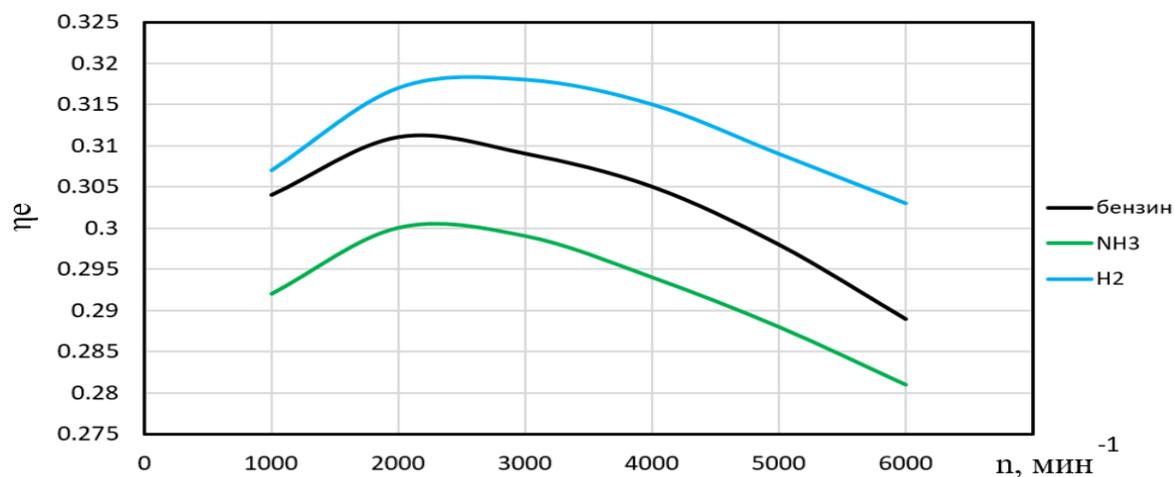


Рис. 10. Изменение эффективного КПД η_e по внешней скоростной характеристике ДсИЗ 4Ч 7,6/7 при работе на различных видах топлива: $\alpha = 1$

Полученные результаты позволяют рекомендовать применение аммиака в ДсИЗ, работающем в составе комбинированной энергетической установки. Такой подход позволит не увеличивать значимо размеры топливных баков при сохранении запаса хода транспортного средства, его динамических и мощностных показателей.

Выводы

1. При конвертации двигателя с искровым зажиганием на водород максимальное значение скорости тепловыделения возрастает по сравнению с бензином, в то время как на аммиаке она снижается. Так для двигателя 4Ч 7,6/7 эти изменения составили соответственно 17,5 % и 1,6%.

2. Работа ДсИЗ на аммиаке при условии обеспечения заданной мощности двигателя связано с повышением его удельного эффективного расхода топлива. На режиме внешней скоростной характеристики при $n = 3400 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha = 1$ величина g_e при работе на аммиаке в 2,4 раза выше, чем при работе на бензине. По этой причине, исходя из условия сохранения объема, занимаемого топливными баками на автомобиле, рационально применять двигатель с искровым зажиганием, работающий в составе комбинированной энергетической установки.

Список источников

1. Технология катализаторов / В. А. Таранушич, А. П. Савостьянов, С. И. Сулима [и др.]. – Новочеркасск : Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2012. – 100 с. – EDN VLUSBD.
2. Легасов, В.А. Водородная энергетика / В.А. Легасов // Природа. – 1977. – № 3. – С. 3-17.
3. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" направления подготовки дипломированных специалистов "Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования": в 3 кн. / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян [и др.]. Книга 1. – Издание 4-е, исправленное. – Москва: Издательство "Высшая Школа", 2010. – 479 с. – ISBN 978-5-06-006200-7. – EDN QMKJWF.
4. Meulenbelt, J. Ammonia / J. Meulenbelt // *Medicine*. – 2012. – Vol. 40, no. 2. – P. 94–95. – DOI: 10.1016/j.mpmed.2011.11.006.

5. Sarafraz, M. M. Sustainable three-stage chemical looping ammonia production (3CLAP) process / M. M. Sarafraz, F. C. Christo // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 229. – Art. No. 113735. – DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113735.
6. Low-temperature auto-ignition characteristics of NH₃/diesel binary fuel: Ignition delay time measurement and kinetic analysis / Y. Feng, J. Zhu, Y. Mao, M. Raza, Y. Qian, L. Yu, X. Lu // *Fuel*. – 2020. – Vol. 281. – Art. No. 118761. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.118761.
7. Frigo, S. Analysis of the behaviour of a 4-stroke Si engine fuelled with ammonia and hydrogen / S. Frigo, R. Gentili // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2013. – Vol. 38(3). – P. 1607-1615. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.10.114.
8. Bell, T. E.; Torrente-Murciano, L. H₂ Production via Ammonia Decomposition Using Non-Noble Metal Catalysts: A Review / T. E. Bell, L. Torrente-Murciano // *Topics in Catalysis*. – 2016 – Vol. 59(15-16). – P. 1438-1457. – DOI: 10.1007/s11244-016-0653-4.
9. Ammonia for Hydrogen Storage: Challenges and Opportunities / A. Klerk, C. H. Christensen, J. K. Nørskov, T. Vegge // *Journal of Materials Chemistry*. – 2008. – Vol. 18(20). – P. 2304-2310. – DOI: 10.1039/B720020J.
10. Ferguson, C. R. *Internal combustion engines: applied thermosciences* / C. R. Ferguson. – New York : John Wiley & Sons; 2016. – 546 p.
11. Ryu, K. Performance enhancement of ammonia-fueled engine by using dissociation catalyst for hydrogen generation / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S.-C. Kong // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2014. – Vol. 39(5). – P. 2390-2398. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2013.11.098.
12. Ryu, K. Effects of gaseous ammonia direct injection on performance characteristics of a spark-ignition engine / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S.-C. Kong // *Applied Energy*. – 2014. – Vol. 116. – P. 206-215. – DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.11.067.
13. Cornelius, W. Ammonia as an engine fuel / W. Cornelius, L. W. Huellmantel, H. R. Mitchell // *SAE Technical Paper*. – 1965. – Art. No. 650052. – DOI: 10.4271/650052.
14. Ammonia as a Spark Ignition Engine Fuel: Theory and Application / E. S. Starkman, H. K. Newhall, R. Sutton, T. Maguire, L. Farbar // *SAE Technical Paper*. – 1966. – Art. No. 660155. – DOI: 10.4271/660155.
15. Comotti, M. Hydrogen generation system for ammonia-hydrogen fuelled internal combustion engines / M. Comotti, S. Frigo // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2015. – Vol. 40(33). – P. 10673-10686. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.06.080.
16. Ammonia/hydrogen mixtures in an SI-engine: Engine performance and analysis of a proposed fuel system / C. S. Morch, A. Bjerre, M. P. Gottrup, S. C. Sorenson, J. Schramm // *Fuel*. – 2011. – Vol. 90(2). – P. 854-864. – DOI: 10.1016/j.fuel.2010.09.042.
17. A Hybrid Vehicle Powered by Hydrogen and Ammonia / G. Pozzana, N. Bonfanti, S. Frigo, N. Doveri et al. // *SAE Technical Paper*. – 2012. – Art. No. 2012-32-0085. – DOI: 10.4271/2012-32-0085.
18. Performances and pollutant emissions of spark ignition engine using direct injection for blends of ethanol/ammonia and pure ammonia / R. Pelé, P. Brequigny, J. Bellettre, C. Mounaïm-Rousselle // *International Journal of Engine Research*. – 2023. – doi: 10.1177/14680874231170661.

References

1. Taranushich V.A., Savostyanov A.P., Sulima S.I., Zemlyakov N.D., Bakun V.G., Narochny G.B., Ilyin V.B., Ponomarev V.V. *Tekhnologiya katalizatorov* (Catalyst technology), Novocherkassk, Yuzhno-Rossiiskij gosudarstvennyj politekhnicheskij universitet (NPI) imeni M.I. Platova, 2012, 100 p.
2. Legasov V.A. *Nature*, 1977, no. 3, pp. 3-17.
3. Lukanin V.N., Morozov K.A., Khachiyani A.S., Alekseev I.V., Golubkov L.N., Chernyak B.Ya., Trusov V.I., Kamfer G.M., Makhov V. Z., Prishvin S.A., Sinyavsky V.V., Matyukhin L.M., Nazarov N.I., Shatrov M.G. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Kniga 1* (Internal combustion engines. Book 1), Moscow, Izdatel'stvo "Vysshaya shkola", 2010, 479 p.
4. Meulenbelt, J. Ammonia / J. Meulenbelt // *Medicine*. – 2012. – Vol. 40, no. 2. – P. 94–95. – DOI: 10.1016/j.mpmed.2011.11.006.
5. Sarafraz, M. M. Sustainable three-stage chemical looping ammonia production (3CLAP) process / M. M. Sarafraz, F. C. Christo // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 229. – Art. No. 113735. – DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113735.
6. Low-temperature auto-ignition characteristics of NH₃/diesel binary fuel: Ignition delay time measurement and kinetic analysis / Y. Feng, J. Zhu, Y. Mao, M. Raza, Y. Qian, L. Yu, X. Lu // *Fuel*. – 2020. – Vol. 281. – Art. No. 118761. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.118761.
7. Frigo, S. Analysis of the behaviour of a 4-stroke Si engine fuelled with ammonia and hydrogen / S. Frigo, R. Gentili // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2013. – Vol. 38(3). – P. 1607-1615. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.10.114.
8. Bell, T. E.; Torrente-Murciano, L. H₂ Production via Ammonia Decomposition Using Non-Noble Metal Catalysts: A Review / T. E. Bell, L. Torrente-Murciano // *Topics in Catalysis*. – 2016 – Vol. 59(15-16). – P. 1438-1457. – DOI: 10.1007/s11244-016-0653-4.
9. Ammonia for Hydrogen Storage: Challenges and Opportunities / A. Klerk, C. H. Christensen, J. K. Nørskov, T. Vegge // *Journal of Materials Chemistry*. – 2008. – Vol. 18(20). – P. 2304-2310. – DOI: 10.1039/B720020J.
10. Ferguson, C. R. *Internal combustion engines: applied thermosciences* / C. R. Ferguson. – New York : John Wiley & Sons; 2016. – 546 p.
11. Ryu, K. Performance enhancement of ammonia-fueled engine by using dissociation catalyst for hydrogen generation / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S.-C. Kong // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2014. – Vol. 39(5). – P. 2390-2398. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2013.11.098.
12. Ryu, K. Effects of gaseous ammonia direct injection on performance characteristics of a spark-ignition engine / K. Ryu, G. E. Zacharakis-Jutz, S.-C. Kong // *Applied Energy*. – 2014. – Vol. 116. – P. 206-215. – DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.11.067.
13. Cornelius, W. Ammonia as an engine fuel / W. Cornelius, L. W. Huellmantel, H. R. Mitchell // *SAE Technical Paper*. – 1965. – Art. No. 650052. – DOI: 10.4271/650052.
14. Ammonia as a Spark Ignition Engine Fuel: Theory and Application / E. S. Starkman, H. K. Newhall, R. Sutton, T. Maguire, L. Farbar // *SAE Technical Paper*. – 1966. – Art. No. 660155. – DOI: 10.4271/660155.

15. Comotti, M. Hydrogen generation system for ammonia-hydrogen fuelled internal combustion engines / M. Comotti, S. Frigo // International Journal of Hydrogen Energy. – 2015. – Vol. 40(33). – P. 10673-10686. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.06.080.

16. Ammonia/hydrogen mixtures in an SI-engine: Engine performance and analysis of a proposed fuel system / C. S. Morch, A. Bjerre, M. P. Gottrup, S. C. Sorenson, J. Schramm // Fuel. – 2011. – Vol. 90(2). – P. 854-864. – DOI: 10.1016/j.fuel.2010.09.042.

17. A Hybrid Vehicle Powered by Hydrogen and Ammonia / G. Pozzana, N. Bonfanti, S. Frigo, N. Doveri et al. // SAE Technical Paper. – 2012. – Art. No. 2012-32-0085. – DOI: 10.4271/2012-32-0085.

18. Performances and pollutant emissions of spark ignition engine using direct injection for blends of ethanol/ammonia and pure ammonia / R. Pelé, P. Brequigny, J. Bellettre, C. Mounaïm-Rousselle // International Journal of Engine Research. – 2023. – doi: 10.1177/14680874231170661.

Рецензент: М.Г. Шатров, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Нгуен Ван Зунг, аспирант, МАДИ.

Дунин Андрей Юрьевич, д-р техн. наук, доц., МАДИ.

Ахметжанова Эльмира Умяровна, аспирант, МАДИ.

Петров Андрей Михайлович, аспирант, МАДИ.

Конюшков Дмитрий Сергеевич, аспирант, МАДИ.

Information about the authors

Nguyen Van Dung, postgraduate, MADI.

Dunin Andrey Yu., Doctor of Sciences (Technical), associate professor, MADI.

Akhmetzhanova Elmira U., postgraduate, MADI.

Petrov Andrey M., postgraduate, MADI.

Konyushkov Dmitry S., postgraduate, MADI.

Статья поступила в редакцию 26.10.2023; одобрена после рецензирования 15.11.2023; принята к публикации 14.12.2023.

The article was submitted 26.10.2023; approved after reviewing 15.11.2023; accepted for publication 14.12.2023.