

УДК 621.43.052

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ МАЛОЛИТРАЖНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕСИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ВОДОРОДА

Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., А.Н. Кабанов, доцент, к.т.н., ХНАДУ, Р. Маамри, докторант, к.т.н. ХНАДУ, И. Дубе, профессор, Л. Тюбаль, профессор, А. Коджо, профессор, Университет Квебек в Труа-Ривьер, Канада

Аннотация. Приведены результаты исследования малолитражного газового двигателя, работающего на смеси природного газа и водорода. Для данного типа двигателей уточнена математическая модель процесса сгорания с переменным показателем сгорания Вибе.

Ключевые слова: токсичность, процесс сгорания, газовый двигатель, природный газ, водород.

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ МАЛОЛІТРАЖНОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ НА СУМІШІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ І ВОДНЮ

Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., О.М. Кабанов, доцент, к.т.н., ХНАДУ, Маамрі, докторант, І. Дубе, професор, Л. Тюбаль, професор, А. Коджо, професор, Університет Квебек в Труа-Рив'єр, Канада

Анотація. Наведено результати дослідження малолітражного газового двигуна, що працює на суміші природного газу і водню. Для даного типу двигунів уточнено математичну модель процесу згорання зі змінним показником згорання Вібе.

Ключові слова: токсичність, процес згорання, газовий двигун, природний газ, водень.

CHOOSING OF PERFORMANCE PARAMETERS OF LIGHT-DUTY ENGINE RUNNING ON NATURAL GAS AND HYDROGEN MIXTURE

F. Abramchuk, Professor, Doctor of Technical Science, O. Kabanov, Associate Professor, Candidate of Technical Science, KhNAHU, R. Maamri, Doctorant, Y. Dube, Professor, L. Toubal, Professor, A. Kodjo, Professor, The University of Quebec in Trois Rivieres, Canada

Abstract. The results of investigation of light-duty gas engine running on natural gas and hydrogen mixture has been given. The mathematical model of combustion process with variable Vibe combustion factor for this engine type has been specified.

Key words: toxicity, combustion process, gas engine, natural gas, hydrogen.

Введение

С точки зрения токсичности отработавших газов, водород является наилучшим известным топливом для ДВС [1]. Однако до сих пор не решена проблема получения водорода в количествах, достаточных для использования на автомобильном транспорте.

Вследствие больших затрат энергии на получение водород является дорогим топливом. Однако в небольших количествах относитель-

но дешёвый водород получается в качестве отходов ряда химических производств (например, коксохимического). Этот водород можно использовать в качестве добавки к природному газу, получая, таким образом, смесевое топливо. Использование смесевое топлива уже даёт возможность обеспечить работу определённого количества автомобилей.

Таким образом, двигатели, работающие на смесевом топливе, в настоящее время уже

могут занимать определённую узкую нишу – автомобили государственных служб в экологически чистых, заповедных и курортных зонах (общественный транспорт, службы такси, автомобили коммунальных служб и т.п.).

Анализ публикаций

Многие авторы указывают, что с истощением запасов нефти наиболее массовым топливом для ДВС станет природный газ [1, 5, 14 и др.]. При этом лучше всего экологические свойства этого топлива улучшаются путём использования добавки к нему водорода [2].

Например, очень эффективным путём снижения токсичности газового двигателя является использование концепции «бедного горения». При этом применение добавки водорода к газовому топливу позволяет устранить основные недостатки данной концепции – неполное сгорание рабочей смеси и пропуски вспышек, а также существенно увеличить нижний предел воспламенения смеси по α [3]. Кроме того, конвертация двигателя, работающего на жидком нефтяном топливе, на сжатый природный газ приводит к увеличению продолжительности сгорания, что, в свою очередь, приводит к увеличению выбросов несгоревших углеводородов СН с отработавшими газами. Добавка водорода к газовому топливу увеличивает скорость пламени, сокращая продолжительность сгорания и снижая таким образом выбросы СН [4, 5].

Исследования, проведенные в работах [6, 7], показывают, что небольшое увеличение концентрации водорода в газовом топливе способствует повышению мощности двигателя на несколько процентов, в зависимости от режима. Это происходит за счёт увеличения скорости пламени и высокой низшей теплоты сгорания (H_u) этого топлива.

Кроме того, добавка водорода снижает энергию воспламенения, необходимую для надёжного воспламенения основного топлива. Так, добавка водорода к природному газу в количестве 10 % уменьшает энергию воспламенения в 5,7 раза, что позволяет отказаться от использования многоискровой высокоэнергетической системы зажигания при конвертации бензинового двигателя на природный газ [9].

Цель и постановка задачи

Проведенный анализ литературных источников показал целесообразность использования смеси природного газа и водорода (смесевое топливо) в качестве моторного топлива. Поэтому целью исследования является выбор оптимальных параметров работы малолитражного двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе.

Экспериментальный стенд

Для выполнения экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси сжатого природного газа и водорода, использовался экспериментальный стенд, описанный в [10]. Для обеспечения возможности работы стенда на смеси природного газа и водорода была использована система подачи водорода, описанная в [11]. Данная система обеспечивает независимую подачу трёх видов топлива (бензина, природного газа, водорода) в любых пропорциях, причём для подачи бензина использовалась штатная топливная система двигателя МеМЗ-307. Общий вид системы подачи природного газа и водорода, установленной на испытательном стенде, приведен на рис. 1



Рис. 1. Система подачи топлива на экспериментальном стенде

Степень сжатия на стенде могла изменяться при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих следующие значения ϵ : $\epsilon = 9,8$; $\epsilon = 12$ и $\epsilon = 14$.

Основные положения расчётной модели

С целью экономии материальных ресурсов был выбран расчётно-экспериментальный подход к исследованию. В качестве расчётной модели использовалась модель Вибе с уточнениями, предложенными в [12]. Уточнения заключаются в учёте того, что показатель сгорания Вибе m является не постоянной величиной, а изменяется в процессе сгорания. Методика определения изменения показателя сгорания Вибе m в процессе сго-

рания путём обработки характеристики тепловыделения, полученной экспериментально, также приведена в [12].

Так как уточнения методики Вибе, предложенные в [12], базируются на экспериментальных данных, то с целью обеспечения точности расчётов с использованием данной модели было выполнено экспериментальное исследование двигателя 4ГЧ7,5/7,35 на 27 режимах при трех степенях сжатия. На основе результатов проведенных испытаний получена зависимость для переменного показателя сгорания Вибе и продолжительности сгорания в двигателе, работающем на смеси топлива

$$m_{\text{vari}} = 10,639\bar{\varphi}_i (\alpha + 0,00025) \frac{\theta + 18}{40} \times \dots \\ \dots \times \frac{\eta_v - 0,25}{0,8} \frac{\varepsilon + 1}{11} \frac{n + 500}{5000} - 2,3\psi - 28,025\bar{\varphi}_i^2 + \dots \\ \dots + 98,045\bar{\varphi}_i^3 - 156,86\bar{\varphi}_i^4 + 86,88\bar{\varphi}_i^5, \quad (1)$$

где $\bar{\varphi}_i$ – относительный угол сгорания, $\bar{\varphi}_i = 0-1$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; α – коэффициент избытка воздуха; η_v – коэффициент наполнения; θ – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ; ε – степень сжатия; ψ – объёмная доля добавки водорода к природному газу, $\psi = 0-1$.

Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смеси топлива ψ на установленном режиме приведена на рис. 2.

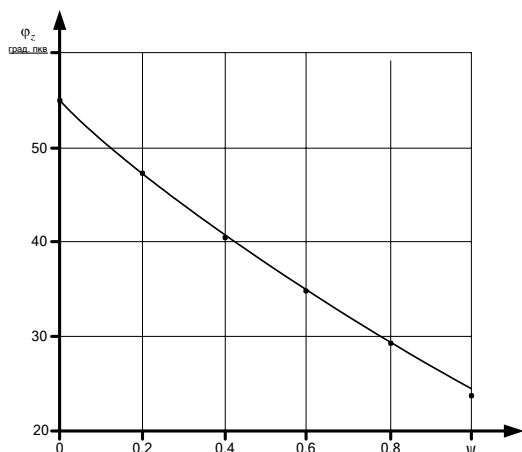


Рис. 2. Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смеси топлива (параметры режима: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 12$; $\alpha = 1$; $\eta_v = 0,7$; $\theta = 22$ град. пкв до ВМТ)

На основании исследования влияния добавки водорода на продолжительность сгорания получено расчётное уравнение для продолжительности сгорания в малолитражном двигателе, работающем на смеси топлива

$$\varphi_z = 37(0,812\alpha - 0,015\theta + 4,223 \cdot 10^{-4} n - \dots \\ \dots + 4,223 \cdot 10^{-4} n - 0,1258\eta_v + \dots \\ \dots + 0,947 - 0,788\psi). \quad (2)$$

Для проверки модели Вибе с полученными уравнениями были проведены дополнительные испытания на 10 режимах, не совпадающих с теми, при помощи которых были получены уравнения (1) и (2). Сравнение экспериментальных значений p_i с рассчитанными по предлагаемой методике показало погрешность расчёта не более 5 %.

Так как образование токсичных веществ идёт в основном в пламени и продуктах сгорания, а возникновение детонации в двигателе напрямую зависит от температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания, уточнённая модель Вибе была дополнена двухзонной моделью расчёта процесса сгорания, описанной в [15].

Для моделирования содержания токсичных веществ в цилиндре двигателя на основании температур сгоревшей смеси, полученных в результате расчёта с применением двухзонной модели, использовалась методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания с уточнением содержания NO_x по кинетическому уравнению, предложенная Звоновым. Её описание приведено в [12].

Методика выбора степени сжатия

Критерием выбора степени сжатия предложено обеспечение работы двигателя на пределе детонации на режиме максимального крутящего момента при полностью открытой дроссельной заслонке.

Количественная оценка степени детонации выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [14]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (3)$$

где h_c – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания, кДж/кг, x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет $K_{dmax} = 1,5$. Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению K_{dmax} .

Для экспериментальной проверки расчётных значений K_{dmax} степень сжатия на стенде изменялась при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих значения степени сжатия $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 12$ и $\varepsilon = 14$. Экспериментальное значение K_{dmax} определялось при помощи метода обработки индикаторных диаграмм, описанного в работе [12].

Экспериментальная проверка расчётных данных при помощи стенда, описанного в работах [10, 11], показала погрешность расчёта значения K_{dmax} не более 10 %.

Расчётно-экспериментальные исследования показали, что для $\psi = 0,1$ (при $\alpha = 1$) предельной степенью сжатия является $\varepsilon = 12$, что было подтверждено экспериментально. Как следствие, для двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси природного газа и водорода, была выбрана степень сжатия $\varepsilon = 12$, и выбор оптимальных регулировочных параметров двигателя проводился для степени сжатия $\varepsilon = 12$.

Решение задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе

Для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси природного газа и водорода, использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, подробно описанный в [13].

Решение задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя предполагает поиск компромисса между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества ра-

бочего процесса использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч); эффективная мощность N_e , кВт; удельные выбросы оксидов азота g_{NOx} , г/(кВт·ч).

Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя

Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя осуществлялся из следующих соображений.

Работа двигателя при $\alpha < 1$ не целесообразна на любом режиме из-за одновременного ухудшения показателей мощности, экономичности и токсичности.

Максимальное значение доли водорода в смесевом топливе ψ принимается исходя из обеспечения возможности качественного регулирования смеси. Таким образом, максимальное значение ψ – это добавка водорода, обеспечивающая стабильную работу двигателя на режиме минимальных оборотов холостого хода при полностью открытой дроссельной заслонке. Предварительные исследования показали, что такая работа двигателя обеспечивается при $\alpha = 4$ и $\psi = 0,6$. Эти значения принимаются как максимальные значения α и ψ в исследовании.

Выбор диапазона изменения угла опережения зажигания θ осуществлялся по результатам предварительных исследований.

Диапазон изменения частоты вращения n , мин⁻¹, является диапазоном изменения частоты вращения базового двигателя.

Угол открытия дроссельной заслонки $\Phi_{др}$ обозначен в % от полного открытия, изменяется от 0 до 100.

Итоговые диапазоны варьирования вышеперечисленных факторов приведены в табл. 1.

Таблица 1 Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя

α	θ	n	ψ	$\Phi_{др}$
–	град. пкв до ВМТ	хв ⁻¹	–	%
1	5	800	0	0
4	60	5600	0,6	100

Результаты исследования

Анализ влияния величины добавки водорода в смесевом топливе на рабочий процесс двигателя показал, что увеличение ψ позволяет работать с большими значениями α , что, в свою очередь, позволяет снизить концентрацию NO_x в отработавших газах и улучшить показатели экономичности за счет увеличения коэффициента наполнения η_v .

На номинальном режиме $\psi = 0,02$, что практически не уменьшает мощности двигателя, при этом выбросы NO_x уменьшаются на 5 % по сравнению с $\psi = 0$. Дальнейшее увеличение добавки водорода на номинальном режиме приводит к снижению мощности. Так, на номинальном режиме увеличение добавки водорода с $\psi = 0$ до $\psi = 0,1$ снижает N_e на 4 %.

При переходе на частичные режимы увеличение добавки водорода до $\psi = 0,03-0,6$ позволяет увеличить значения α на этих режимах, что позволяет работать при полностью открытой дроссельной заслонке. Это приводит к снижению выбросов NO_x на 8–90 %, в зависимости от режима.

Вследствие увеличения коэффициента наполнения g_e при этом в среднем улучшается приблизительно на 5–25 %, а N_e на частичных режимах не снижается, а при высоких частотах вращения – даже увеличивается.

На режиме минимальных оборотов холостого хода добавка водорода составила $\psi = 0,6$, что достаточно для работы газового двигателя на этом режиме при полностью открытой дроссельной заслонке. Дальнейшее увеличение α требует дальнейшего увеличения ψ , что не целесообразно.

Увеличение α , связанное с применением качественного регулирования, не отражается на качестве воспламенения смеси, так как увеличение добавки водорода существенно снижает энергию воспламенения смесевое топлива (рис. 3).

Это позволяет использовать штатную систему зажигания двигателя МеМЗ-307 для воспламенения топливовоздушной смеси.

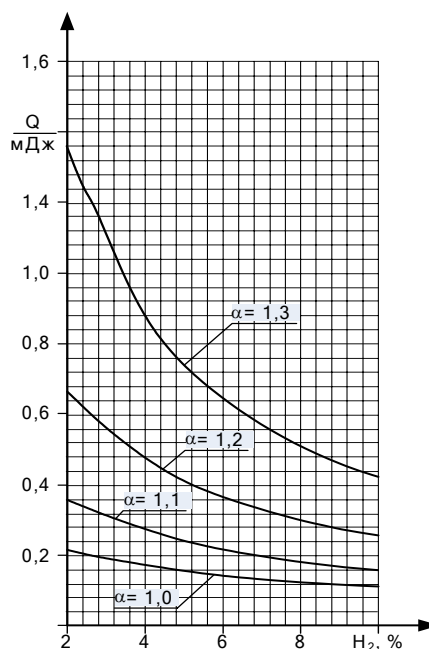


Рис. 3. Влияние добавки водорода на энергию воспламенения смеси природного газа и воздуха при различных коэффициентах избытка воздуха

Характеристические карты

На основании проведенных исследований получены характеристические карты для систем управления двигателя, приведенные на рис. 4, 5 и 6.

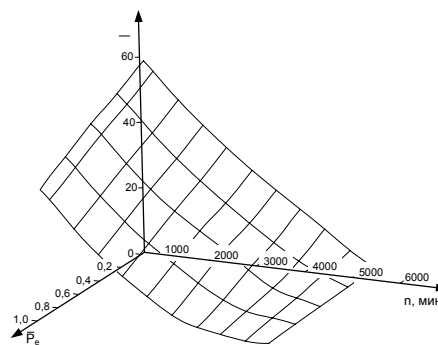


Рис. 4. Характеристическая карта управления добавкой водорода

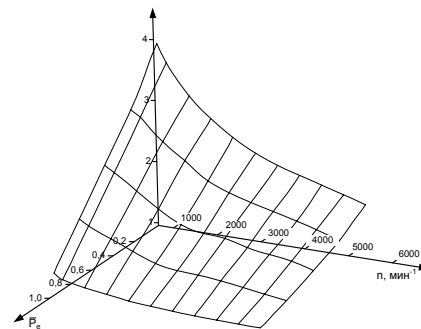


Рис. 5. Характеристическая карта управления коэффициентом избытка воздуха

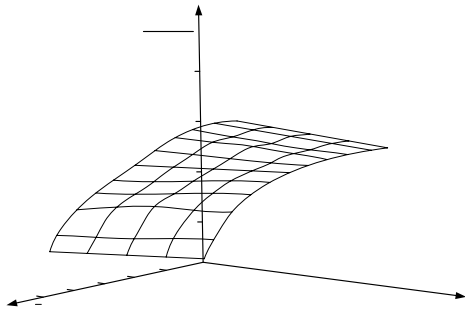


Рис. 6. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

Основные технико-экономические показатели двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХД) и изменение содержания нормируемых токсичных компонентов по ВСХД приведены, соответственно, на рис. 7 и 8.

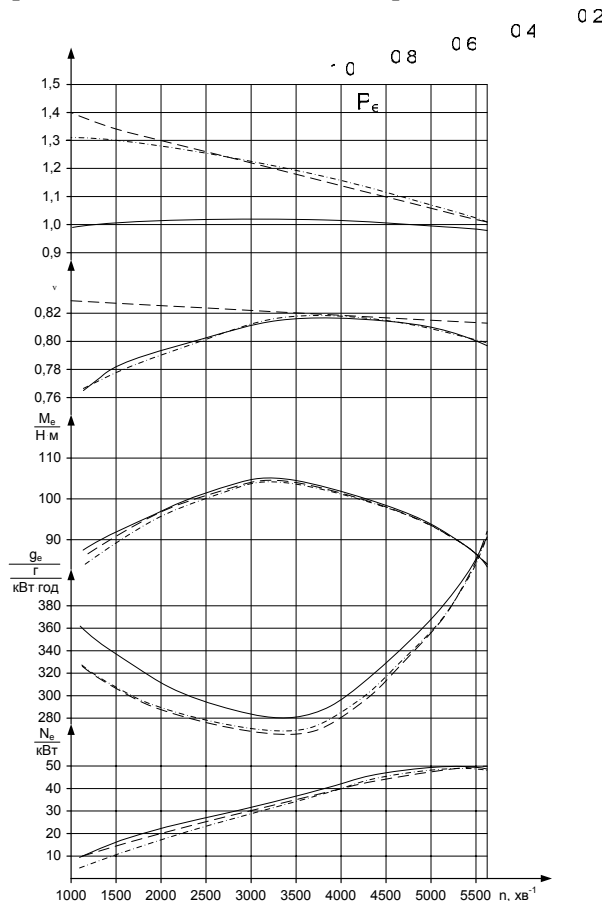


Рис. 7. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35 (показатели мощности и экономичности): — бензин; - · - · - природный газ; - - - - смешевое топливо

Как видно из рис. 7, при переводе двигателя на смешевое топливо практически удалось

избежать потерь мощности на номинальном режиме, по сравнению с работой при $\psi = 0$ ($N_e = 50$ кВт). На режиме максимального крутящего момента $M_{e\max}$ ($n = 3500$ мин⁻¹) снижение мощности при переходе с природного газа на смешевое топливо составляет 5 %.

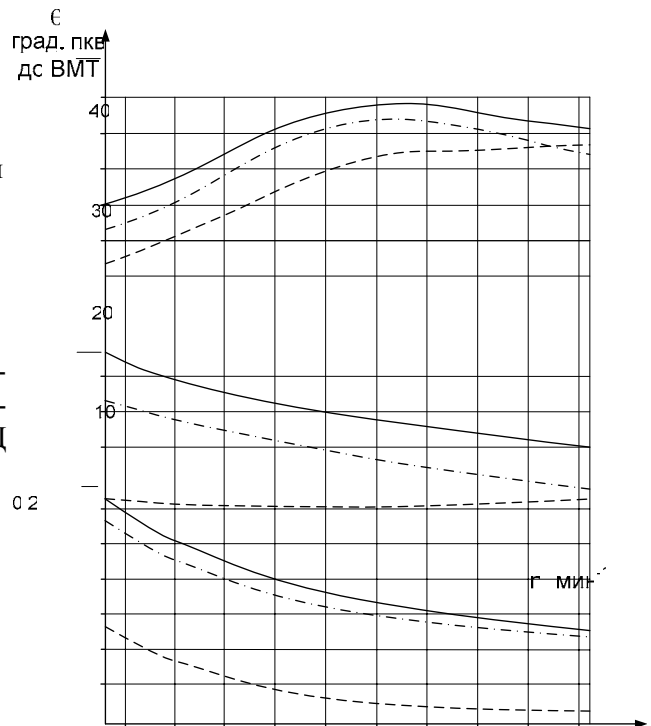


Рис. 8. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35 (показатели точности): — бензин; - · - · - природный газ; - - - - смешевое топливо

Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на 5 %, на режиме $M_{e\max}$ — на 12 %.

В связи с тем, что дроссельная заслонка в двигателе открыта постоянно, под внешней скоростной характеристикой понимается скоростная характеристика, снятая при максимальной цикловой подаче топлива в цилиндре.

При переходе на частичные режимы снижение g_e увеличивается и составляет до 25 %.

Токсичность двигателя оценивалась при помощи 13-ступенчатого цикла ESC. Результаты экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смешевом топливе, с использованием этого цикла приведены в табл. 2.

Таблица 2 Результаты испытаний двигателя по циклу ESC

№	δ_3	$\bar{M}_{\epsilon\delta}$	n	g_{NOx}	g_{CO}	g_{CH}
				г/(кВт·ч)		
–	–	%	мин ⁻¹	–	–	–
1	0,15	0	XX	–	–	–
2	0,08	100	n_A	6,1	0,56	0,16
3	0,1	50	n_B	2,5	0,51	0,08
4	0,1	75	n_B	4,9	0,48	0,11
5	0,05	50	n_A	2,7	0,54	0,12
6	0,05	75	n_A	4,2	0,56	0,14
7	0,05	25	n_A	0,9	0,32	0,11
8	0,09	100	n_B	6,8	0,53	0,13
9	0,1	25	n_B	2,1	0,25	0,1
10	0,08	100	n_C	7,2	0,5	0,14
11	0,05	25	n_C	1,7	0,28	0,05
12	0,05	75	n_C	5,1	0,56	0,04
13	0,05	50	n_C	3,7	0,47	0,06

Средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов, г/(кВт·ч), определяются как сумма произведений выбросов токсичных компонентов на тринадцати режимах цикла на коэффициенты значимости этих режимов

$$\bar{g} = \sum_{i=1}^{13} (g_i \cdot \delta_{zi}), \quad (4)$$

где \bar{g} – выбросы компонента на режиме; δ_3 – коэффициент значимости режима.

В соответствии с таблицей 2 и зависимостью (4) средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, г/(кВт·ч): $\bar{g}_{NOx} = 3,54$; $\bar{g}_{CO} = 0,39$; $\bar{g}_{CH} = 0,09$.

Таким образом, снижение средних эксплуатационных выбросов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, по сравнению с бензиновым двигателем-прототипом MeM3-307, составило: по NO_x – 72 %; по CO – 99 %; по CH – 96 %.

Выводы

1. Добавка водорода к природному газу позволяет устранить недостатки применения концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. Предложены уравнения переменного показателя сгорания и продолжительности сгорания для уточнённой модели Вибе, позволяющие учесть влияние добавки водорода на эти факторы.

3. На основе малолитражного газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования на трёх видах топлива в любых пропорциях – бензине, водороде и природном газе.

4. На основе проведенных исследований предложен оптимальный подход к использованию смесового топлива в малолитражных газовых двигателях. Этот подход учитывает изменение доли водорода в смесовом топливе от 2 до 60 % по объёму, что позволило реализовать качественное регулирование смеси.

5. Предложены характеристические карты для систем управления составом топливоздушная смеси, углом опережения зажигания и коэффициентом избытка воздуха блока управления двигателем.

6. Сравнительные испытания двигателя на бензине (заводская программа управления) и смесовом топливе (с использованием полученных характеристических карт) показали, что на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента мощность практически не изменяется. Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме, по сравнению с бензиновым двигателем, снижается на 3 %, на режиме $M_{\text{емax}}$ – на 10 %.

7. Экспериментальное исследование с использованием 13-ступенчатого цикла ESC показало, что конвертация бензинового малолитражного двигателя MeM3-307 на смесовом топливе приводит к снижению выбросов: по NO_x – на 72 %; по CO – на 99 %; по CH – на 96 %.

Литература

1. Кириллов Н.Г. Анализ перспективности различных видов альтернативных моторных топлив: сжиженный природный газ – моторное топливо XXI века / Н.Г. Кириллов, А.Н. Лазарев // Двигателестроение. – 2010. – № 1. – С. 26–33.
2. Watson H. Hydrogen and methane – automotive fuels of the future? / H. Watson, E. Milkins // SAE, Australia, 1975, 3/4. – P. 17–19.
3. Jacob K. Performance of Lean-Birn Natural Gas Fueled Engine on Specific Fuel Con-

- sumption, Power Capacity and Emissions / K. Jacob. – Calgary, CA: University of Calgary, 1990. – 18 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 901495).
4. Karim G.A. Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels / Y.H. Al-Alusi, G.A. Karim. – Calgary, CA: University of Calgary, 1984. – 12 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 840232).
 5. Michael R.S. The Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation / R.S. Michael, J.Y. Mirza, D. Zafer, N.S. Matthew. – Calgary, CA: University of Calgary, 1993. – 16 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 932775).
 6. Karim G.A. Comparative Studies of Methane and Propane as Fuels for Spark Ignition and Compression Ignition Engines / G.A. Karim, I. Wierzbka // SAE Transactions. – 1984. – № 92. – pp. 3677-3688.
 7. Soriano B. Turbulent Combustion: master's thesis: 115.01.02 / Benjamin Soriano. – Calgary, CA, 1990. – 163 p.
 8. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко – К.: Наукова думка, 1984. – 143 с.
 9. Абрамчук Ф.И. Пути повышения надёжности воспламенения топливовоздушной смеси газовых двигателей от искры электрического разряда / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2010. – № 27. – С. 25–31.
 10. Абрамчук Ф.И. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, и др. // Механика и машиностроение: сб. науч. тр. – Харьков: ХПИ. – 2010. – №1. – С. 66–73.
 11. Абрамчук Ф.И. Способ подачи водорода для питания автомобильного двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2010. – № 26. – С. 63–66.
 12. Кабанов А.Н. Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели: дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / А.Н. Кабанов. – Харьков, 2007. – 206 с.
 13. Соболев И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 2005. – 110 с.
 14. Attar A.A. Optimization and Knock Modeling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. – Calgary, Canada, 1997. – 248 p.
 15. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, и др. // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. – Луцьк: Луцький Національний технічний університет. – 2010. – № 28. – С. 4–8.
- Рецензент: А.С. Полянский, профессор, д.т.н., ХНАДУ
- Статья поступила в редакцию 15 августа 2011 г.
-
-