

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ НА СМЕСЯХ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С БИОГАЗОМ

В. А. ШАПОРЕВ

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»
г. Горки, Республика Беларусь, 213407

(Поступила в редакцию 05.06.2020)

Данная статья обозначает собой результаты экспериментальных исследований. Точнее экспериментальных исследований показателей процесса сгорания в дизельном двигателе 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при работе на дизельном топливе (ДТ) и на смесях 85 % ДТ + 15 % биогаза (БГ) и 70 % ДТ + 30 % БГ. Данные экспериментальные исследования выполнены на кафедре «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства» БГСХА в научно-исследовательской лаборатории «Испытание двигателей внутреннего сгорания». Объектом исследования является процесс сгорания в дизельном двигателе 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при работе на ДТ с добавлением БГ по газожидкостному циклу. Целью исследования явилось построение индикаторной диаграммы и характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при работе на ДТ с добавлением БГ по газожидкостному циклу.

Также в данной статье представлена разработанная методика экспериментального исследования. Данная методика дает возможность установить зависимость влияния различных факторов на задержку воспламенения, скорость повышения давления, максимальное давления сгорания и характеристику тепловыделения. Еще был разработан и реализован информационно-измерительный комплекс на базе ЭВМ. Такой комплекс позволяет проводить исследование параметров рабочего процесса газодизельного двигателя. Выявлен тот факт, что при работе дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) на смешевых топливах, значения периода задержки воспламенения увеличиваются по всему рассматриваемому скоростному диапазону, пропорционально содержанию биогаза в смеси. Наблюдается снижение давления внутри цилиндра двигателя с увеличением концентрации БГ в смеси. А также заметно то, что сгорание смешевых топлив начиналось позже чем у ДТ, и процесс протекает медленнее.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, индикаторная диаграмма, тепловыделение, дизельное топливо, биогаз, отработавшие газы.

This article presents results of experimental research into the indicators of combustion process in a diesel engine 4ChN 11.0 / 12.5 (D-245.5S2) when operating on diesel fuel (DF) and on mixtures of 85 % DF + 15 % biogas (BG) and 70 % DF + 30 % BG. These experimental studies were carried out at the Department of Tractors, Automobiles and Machines for Environmental Engineering of the Belarusian State Agricultural Academy in the research laboratory «Testing of Internal Combustion Engines». The object of research is the combustion process in a diesel engine 4ChN 11.0 / 12.5 (D-245.5S2) when operating on diesel fuel with the addition of BG in the gas-liquid cycle. The aim of the study was to construct an indicator diagram and characteristics of heat release of a diesel 4ChN 11.0 / 12.5 (D-245.5S2) when operating on diesel fuel with the addition of BG in the gas-liquid cycle.

This article also presents the developed experimental research methodology. This technique makes it possible to establish the dependence of the influence of various factors on the ignition delay, the rate of pressure increase, the maximum combustion pressure and the heat release characteristic. A computer-based information-measuring complex was also developed and implemented. Such a complex makes it possible to study the parameters of the working process of a gas-diesel engine. It was revealed that when the diesel engine 4ChN 11.0 / 12.5 (D-245.5S2) operates on mixed fuels, the ignition delay period values increase over the entire considered speed range, in proportion to the biogas content in the mixture. There is a decrease in the pressure inside the engine cylinder with an increase in the BG concentration in the mixture. It is also noticeable that the combustion of mixed fuels began later than that of diesel fuel, and the process proceeds more slowly.

Key words: internal combustion engine, indicator diagram, heat release, diesel fuel, biogas, exhaust gases.

Введение

Каждый год парк автотракторной техники по всему миру идет на возрастание в больших объемах. Естественно с таким ростом и увеличивается мощность, а также расширяется сфера применения техники. Во время эксплуатации техники с отработавшими газами (ОГ) выбрасывается огромное количество различных токсичных элементов, которые негативно воздействуют на экологию окружающей среды. Содержание вредных веществ (ВВ) в кабинах различной техники в несколько раз превышает допустимые нормы. К таким ВВ можно отнести оксиды азота (NO_x), углеводороды (C_nH_m), оксиды углерода (СО), сажа (С), а также и полициклические ароматические углеводороды [1, 2].

В роли основного источника энергии для автотракторной техники применяют. Двигателя внутреннего сгорания делятся на дизельные и бензиновые. Огромную популярность в автотракторной, дорожной, сельскохозяйственной и строительной технике имеют дизельные двигатели. Этот факт обусловлен лучшей топливной экономичностью, наибольшей мощностью при наименьшей частоте вращения коленчатого вала в отношении к бензиновым двигателям, меньшими выбросами оксидов углерода и углеводородов. Двигатели, работающие на дизельном топливе, наиболее приспособлены к работе на топливах с различными физико-химическими свойствами. Такое обстоятельство показывает то, что альтернативные топлива легче и проще реализовать на базе дизельных двигателей нежели чем на бензиновых. На больших степенях сжатия и коэффициентах избытка воздуха в значительной степени эффективнее сжигание тяжелых и легких топлив в дизельных двигателях нежели чем в бензиновых двигателях [3, 4, 5].

Одними из основных путей по снижению загрязнения окружающей среды при работе автотракторной техники можно отметить следующие: снижение расхода топлива, улучшение качества рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и распространение автотракторной техники, работающей на альтернативных возобновляемых видах топлива [6].

Значительное отрицательное воздействие автотракторной техники на окружающую среду можно снизить, используя двухтопливные системы питания. Такие системы питания позволяют работать двигателям по газожижкостному циклу. В качестве газообразного топлива можно применять биогаз. Так как биогаз является одним из возобновляемых источников. Биогаз дает хорошую возможность полностью или частично заместить топливо нефтяного происхождения. Ведь известно, что применение биотоплив очень положительно воздействует на парниковый эффект и снижает вредные выбросы с ОГ [7].

Цель данной работы – исследовать процесс сгорания, построить индикаторную диаграмму и характеристики тепловыделения дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газожижкостному циклу на смесях ДТ с БГ.

Основная часть

Проведение исследования показателей процесса сгорания в дизельном двигателе 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при работе на ДТ и на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ осуществлялось с помощью индицирования на номинальном скоростном режиме с частотой вращения 1800 мин⁻¹. Снятие индикаторных диаграмм осуществлялось при рациональном значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр}=22^\circ$ п.к.в. и постоянных для каждого из скоростных режимов значениях среднего эффективного давления p_e . Выполнялись экспериментальные исследования на кафедре «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства» УО БГСХА в специализированной научно-исследовательской лаборатории «Испытание двигателей внутреннего сгорания».

Индицирование дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 осуществлялось таким образом: через переходник-охладитель датчик давления PS01 ввертывался в головку блока цилиндров двигателя согласно инструкции к индикатору. Датчик давления PS01 обладает способностью регистрации высокочастотных импульсных процессов при долговременной стабильности в широком динамическом диапазоне. Он имеет чувствительный монокристаллический элемент с чувствительностью 20 пКл/бар и измеряемым диапазоном от 0,1 до 250 бар.

Сигнал от датчика через кабель АК04 передавался на усилитель заряда AQ02-001, предназначенный для преобразования высокоимпедансного сигнала заряда пьезоэлектрических преобразователей в низкоимпедансный сигнал напряжения. Далее преобразованный сигнал с усилителя заряда поступал на модульную систему сбора данных NI CompactDAQ, которая позволяет реализовать быстрые, точные измерения с помощью небольшой, простой системы.

После USB системы сбора данных в схему подключался ноутбук с установленным программным обеспечением National Instrument. Полученные данные в режиме реального времени регистрировались на мониторе компьютера. На рис. 1 показан вид получаемых в режиме реального времени индикаторных диаграмм.

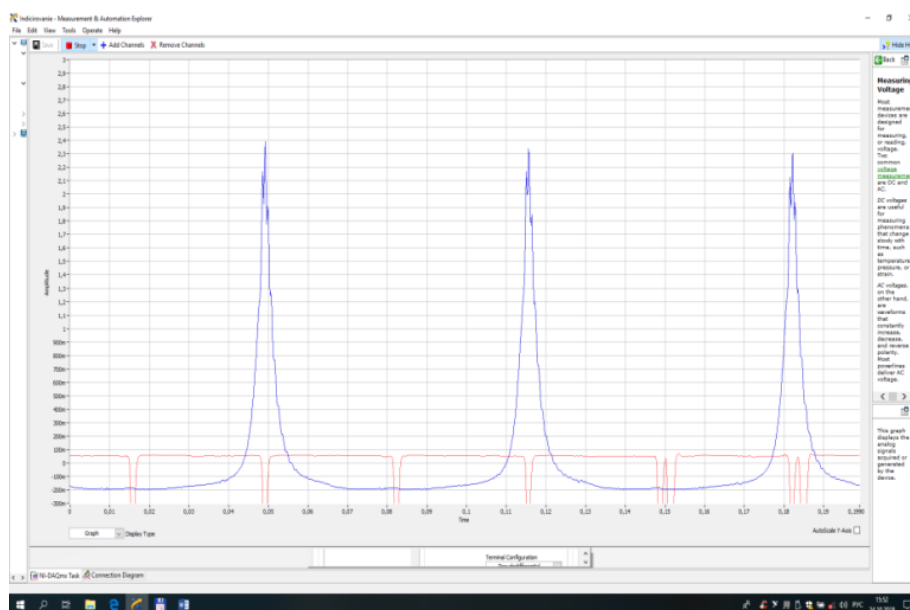


Рис. 1. Вид индикаторной диаграммы

Такой метод дает возможность записывать диаграммы: как единичный рабочий цикл, так и усредненные в масштабе частоты его значения.

Период задержки воспламенения $\varphi_i(\tau_i)$ в дизельном двигателе определяется по индикаторной диаграмме как угол или время от момента начала впрыскивания до момента начала заметного повышения давления, фиксируемого по моменту отрыва кривой нарастания давления при сгорании от кривого давления прокрутки. На данном участке интенсивность процессов стока и выделения теплоты за счет испарения и сгорания примерно одинакова. Процессом теплоотдачи в стенки, выгоранием топлива и его влиянием на скорость тепловыделения можно пренебречь.

При работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ введем несколько упрощающих расчет допущений. Для заданных условий фиксируем показатель адиабаты сжатия на уровне $n_1=1,32$. Температуру T_a в конце впуска также зафиксировалась для каждого состава, теплоемкость воздуха C_v принимаем постоянной для всех режимов работы дизеля.

Выражение для расчета периода задержки воспламенения смесей 85 % ДТ + 15 % БГ, 70% ДТ + 30 % БГ по нагрузочным и скоростным характеристикам принимает следующий вид [8]:

$$\bar{\varphi}_i = \frac{\varphi_i}{\varphi_{впр}} = \sqrt{6 \cdot n \cdot 10^{-4}} \left\{ \frac{1 - \Theta_{НВ}}{a} \cdot \Theta_{он.впр}^P + 0.085 \cdot \left(2 + \frac{\varphi_{впр}}{\Theta_{он.впр}} \right) \cdot \frac{\sqrt{a_1 - 1}}{\Psi \cdot \Theta_{он.впр}} \right\}, \quad (1)$$

где a , a_1 – коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров дизеля и параметров топливоподачи; Ψ – относительная скорость химических реакций (отношения характеристик выделения и стока теплоты); $\varphi_{впр}$ – длительности впрыскивания топлива; $\Theta_{он.впр}$ – угла опережения впрыскивания топлива; $\Theta_{НВ}$ – безразмерной температуры в момент начала впрыскивания; φ_i – период задержки воспламенения в градусах п.к.в.; n – частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}); $\Theta_{он.впр}^P$ – расчетный угол опережения впрыскивания топлива.

Максимального давления цикла P_z определяем в зависимости от количества испарившегося за период задержки воспламенения топлива. Для предварительного расчета можно воспользуемся зависимостью [8]:

$$P_z = P_c + 5,39 \cdot 10^{-4} \cdot m_{v,i} \cdot H_u \cdot (n_1 - 1) / V_c, \quad (2)$$

где P_c – давление в конце сжатия (МПа); $m_{v,i}$ – количество топлива, испаряющегося за период задержки воспламенения (г); H_u – теплота сгорания топлива (кДж/кг); n_1 – показатель политропы; V_c – объем камеры сжатия (м^3).

Количество топлива, испаряющегося за период задержки воспламенения $m_{v,i}$ определим по формуле [8]:

$$m_{v,i} \approx (45 \dots 55\%) \cdot (q_{ц.ДТ} + q_{ц.БГ}), \quad (3)$$

где $q_{ц.ДТ}$ – цикловая подача ДТ; $q_{ц.БГ}$ – цикловая подача БГ.

Максимальную скорость нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ и среднюю скорость нарастания давления $(\Delta p/d\varphi)_{\text{ср}}$, определим по известной зависимости с учетом характерных особенностей суммарного топлива [8, 9]:

$$\left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{6 \cdot n \cdot 10^{-3}}{\left(\sqrt{K_{T,\Sigma}} \cdot d_{20,\Sigma}^{20} \right)} \cdot \frac{P_z \cdot P'}{\varphi_i} \cdot \left(\frac{m_{v,i}}{q_{ц.ДТ}} \cdot \frac{1 + q_{ц.БГ} / (q_{ц.ДТ} \cdot \alpha)}{1 + q_{ц.БГ} / q_{ц.ДТ}} \cdot \bar{\tau}_i \cdot \frac{100}{ЦЧ_{\Sigma}} \right), \quad (4)$$

где $K_{T,\Sigma}$ – фактор, характеризующий свойства топлива; $d_{20,\Sigma}^{20}$ – коэффициент, характеризующий отношение плотности топлива; P' – теоретическое давление конца сжатия (МПа); $\bar{\tau}_i$ – время (с); $ЦЧ_{\Sigma}$ – суммарное цетановое число топлива.

$$\left(\frac{\Delta p}{d\varphi} \right)_{\max} = (P_z \cdot P') \cdot (\varphi_z + \Theta_{он.впр}^P - \varphi_i), \quad (5)$$

где P_z – максимального давления цикла; φ_z – угол нарастания давления.

Обработка данных индикаторных диаграмм производилась по методике ЦНИДИ на ЭВМ.

Анализируя график (рис. 2), видно, что при увеличении содержания в смеси БГ, кривая сдвигается в сторону поздних углов φ_i . Таким образом $\varphi_{i \text{ ДТ}}=20,2$ градуса, а значения углов, соответствующих действительному моменту впрыскивания при работе дизеля на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ равны $\varphi_{i \text{ БГ15}}=21,3$ градуса и $\varphi_{i \text{ БГ30}}=21,9$ градус. По аналогии наблюдается снижение давления P_z с увеличением концентрации БГ в смеси.

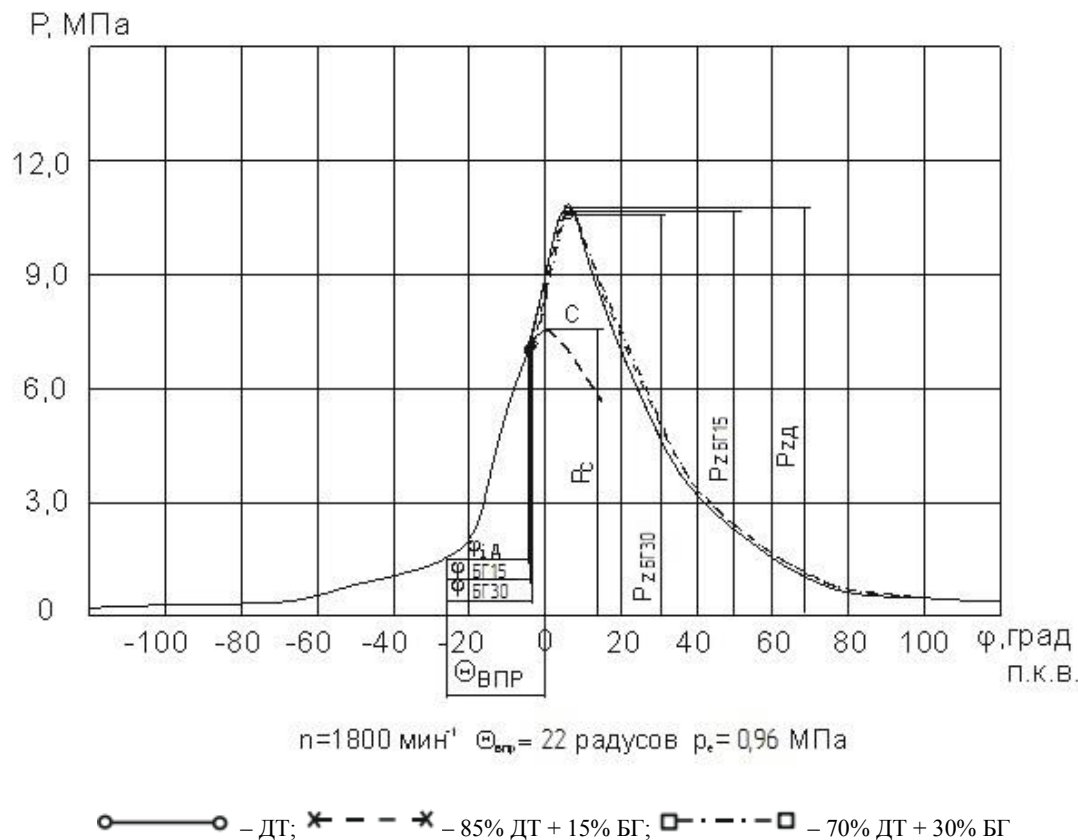


Рис. 2. Влияние применения смесей 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ на индикаторные диаграммы дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5

Анализ данных обработки индикаторных диаграмм по методике ЦНИДИ на ЭВМ показал, что работа дизеля на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ сопровождается изменением характеристик тепловыделения (рис. 3). Так, при частоте вращения 1800 мин^{-1} и работе на чистом ДТ $T_{\text{max}}=2835 \text{ К}$, при работе на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ $T_{\text{max БГ15}}=2770 \text{ К}$ и $T_{\text{max БГ30}}=2590 \text{ К}$.

Сопоставление кривых выделения теплоты χ , активного тепловыделения χ_i и динамики использования теплоты позволяет заключить, что сгорание смесей 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ начинается позже, чем ДТ и протекает медленнее. Данное обстоятельство можно объяснить тем, что смесевое топливо на основе ДТ и БГ имеет меньшее значение ЦЧ, чем ДТ.

В в.м.т. при работе на ДТ доля активного тепловыделения составляет 0,18 от общего количества выделившейся теплоты. При содержании 85 % ДТ + 15 % БГ $\chi_{i \text{ БГ15}}=0,16$, а при 70 % ДТ + 30 % БГ $\chi_{i \text{ БГ30}}=0,12$. По кривым динамики активного тепловыделения видно, что выделение теплоты с увеличением содержания БГ в смесевых составах замедляется, процесс сгорания заканчивается позднее.

Замедление процесса сгорания обуславливает снижение скорости тепловыделения. Если для дизельного процесса $(d\chi/d\varphi)_{\text{max ДТ}}=0,093$, то при работе на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ эти значения равны, соответственно, $(d\chi/d\varphi)_{\text{max БГ15}}=0,087$ и $(d\chi/d\varphi)_{\text{max БГ30}}=0,083$. Понижение максимальной скорости тепловыделения обуславливается увеличением периода задержки воспламенения и меньшей скоростью сгорания смесевых составов.

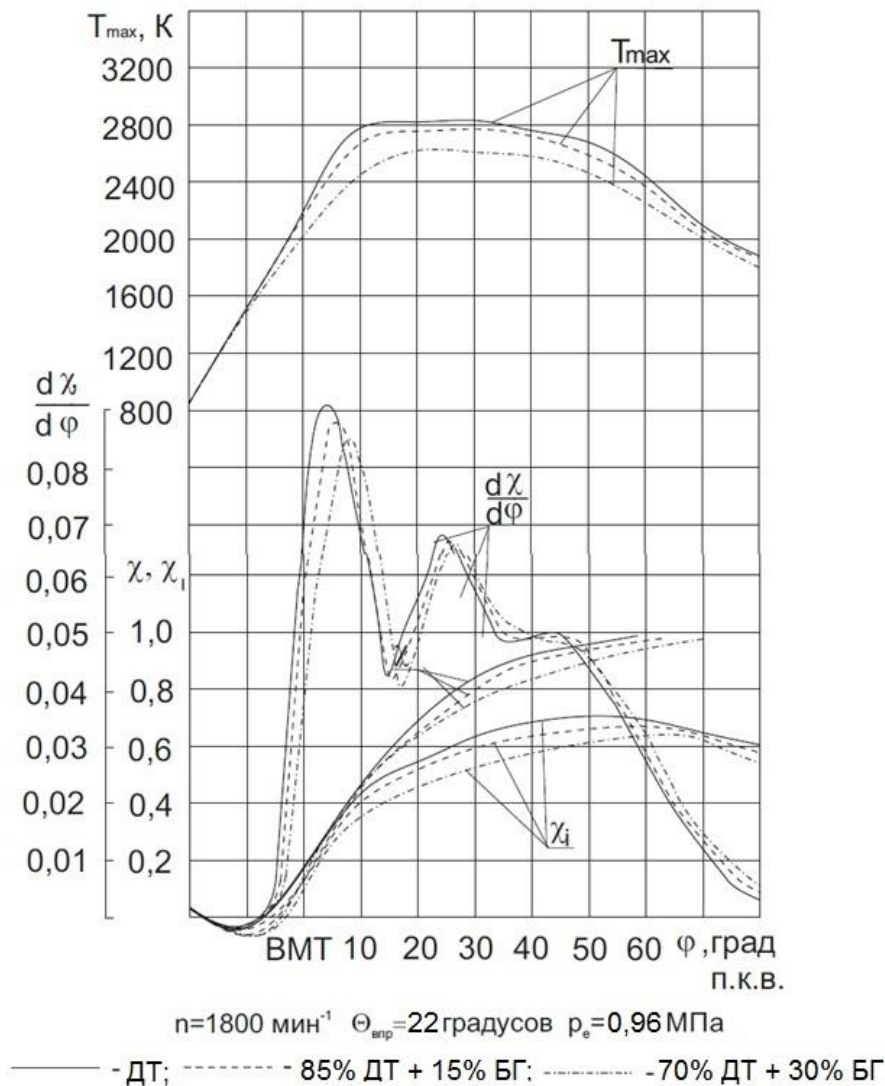


Рис. 3. Влияние применения смесей 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ на характеристики тепловыделения дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5

Рассмотрев показатели индикаторной диаграммы и тепловыделения дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2), следует то, что с увеличением содержания БГ в смесевых составах замедляется процесс сгорания. Это обстоятельство также подтверждает сдвиг оптимальных значений эффективных показателей регулировочной характеристики в сторону более ранних углов опережения впрыскивания топлива.

Заключение

Применение новых составов топлив 85 % ДТ + 15 % БГ и 70 % ДТ + 30 % БГ вызывает снижение жёсткости процесса сгорания и максимального давления цикла дизеля. Кривая давления незначительно сдвигается в сторону поздних углов φ_i . Выделение теплоты с увеличением содержания БГ в смеси замедляется, процесс сгорания заканчивается позднее. В в.м.т. при работе на ДТ доля активного тепловыделения составляет 0,18 от общего количества выделившейся теплоты. При содержании 85 % ДТ + 15 % БГ $\chi_{iБГ15} = 0,16$, а при 70 % ДТ + 30 % БГ $\chi_{iБГ30} = 0,12$. Скорость тепловыделения при содержании БГ в смеси снижается относительно ДТ. Для случая чистого ДТ $(d\chi/d\varphi)_{\text{max ДТ}} = 0,093$, а при работе на смесях 85 % ДТ + 15 % БГ, 70 % ДТ + 30 % БГ эти значения равны, соответственно, $(d\chi/d\varphi)_{\text{max БГ15}} = 0,087$ и $(d\chi/d\varphi)_{\text{max БГ30}} = 0,083$. Максимальная температура цикла снижается от $T_{\text{max}}=2835 \text{ К}$ для случая чистого ДТ до $T_{\text{max БГ15}}=2770 \text{ К}$ и $T_{\text{max БГ30}}=2590 \text{ К}$. В целом можно констатировать приближение характера процесса сгорания новых смесевых составов топлив к характеру процесса сгорания чистого ДТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кульчицкий, А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для высш. школы / А. Р. Кульчицкий. – 2-е изд. – М.: Академический Проект, 2004. – 400 с.
2. Шапоров, В. А. Результаты стендовых испытаний дизеля 4ЧН 11,0/12,5 на смесях дизельного топлива с биогазом / В. А. Шапоров, А. Н. Карташевич // Агропанорама. – 2020. – № 1. – С. 44–48.
3. Киотский протокол к рамочной конвенции Организации Объединённых Наций об изменении климата: протокол, Киото, 11 дек. 1997г. / ООН // Нац. Реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2006. – №7, 3/1873. – С. 102.
4. Производство биогаза в Республике Беларусь и Швеции. Обмен опытом. – Уппсала, 2012, ISBN: 978-91-86189-15-0 – 39 с.
5. Лютко, В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М.: МАДИИ (ТУ), 2000. – 311 с.
6. Шапоров В. А. Исследование эффективных и экологических показателей дизеля на смесях дизельного топлива с биогазом / В. А. Шапоров, А. Н. Карташевич // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 1. – С. 122–126.
7. О возобновляемых источниках энергии: Закон Респ. Беларусь: от 27 декабря 2010 г. № 204-3: с изм. и доп. от 09 января 2017 г. // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2011. – № 2. – 2/1756.
8. Аднан, И. Ш. Расчет периода задержки воспламенения в дизеле в условиях двухфазного смесеобразования / И. Ш. Аднан, Г. М. Камфер, В. Н. Луканин // Совершенствование автотракторных двигателей внутреннего сгорания: Тр. МАДИ. – М., 1985. – 325 с.
9. Дьяченко, Н. Х. Оптимизация характеристики тепловыделения дизелей, форсированных наддувом / Н. Х. Дьяченко, Б. П. Пугачев, Л. Е. Магидович // Рабочие процессы в поршневых ДВС: сб. трудов волгоградского политехнического института – Волгоград, 1979. – С. 25–32.