

ИНДИЦИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ И СПИРТАХ

INDICATION OF THE WORKING PROCESS OF THE TRACTOR DIESEL WORKING ON NATURAL GAS AND ALCOHOLS

В.А. ЛИХАНОВ, д.т.н.
О.П. ЛОПАТИН, к.т.н.
Вятская государственная сельскохозяйственная
академия, Киров, Россия, nirs_vsaa@mail.ru

V.A. LIHANOV, DSc in Engineering
O.P. LOPATIN, PhD in Engineering
Vyatka State Agricultural Academy, Kirov, Russia,
nirs_vsaa@mail.ru

В статье рассмотрены вопросы применения в качестве альтернативного топлива для тракторного дизеля природного газа и спирто-топливных эмульсий. Отличительной особенностью процессов смесеобразования и горения в дизеле, работающем как на природном газе с запальной порцией дизельного топлива, так и на спирто-топливных эмульсиях, будет являться, по сравнению с дизельным процессом, неоднородность горючей смеси по объему цилиндра, присутствовать совершенно другая испаряемость горючего и несовпадение по времени процессов образования топливо воздушной смеси и ее горение. Следовательно, применение альтернативных топлив с другим химическим составом и локальными условиями приводит к отличительным показателям процесса сгорания. Поэтому для научного представления действительной картины процесса сгорания дизеля, работающего на природном газе и спирто-топливных эмульсиях, проведено индцирование его рабочего процесса и детальное описание процесса сгорания. При этом для проведения индцирования рабочего процесса дизеля использовался состав альтернативного топлива при работе на природном газе: газ – 80 %, запальная порция дизельного топлива – 20 %; при работе на спирто-топливных эмульсиях: спирт (метанол или этанол) – 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А – 0,5 %, вода – 7 %, дизельное топливо – 67,5 %. В результате проведенных экспериментальных исследований установлены зависимости влияния режимов работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на природном газе, природном газе с различными степенями рециркуляции отработавших газов (применена для снижения содержания оксидов азота в отработавших газах), метанолю- и этанолю-топливных эмульсий на показатели его процесса сгорания. Определены оптимальные значения показателей процесса сгорания при работе дизеля на альтернативных топливах указанных составов.

Ключевые слова: дизель, природный газ, этанол, метанол, эмульсия, индикаторная диаграмма, сгорание.

The article deals with the use of natural gas and alcohol-fuel emulsions as an alternative fuel for tractor diesel. A distinctive feature of the processes of mixture formation and combustion in a diesel operating on natural gas with a burning portion of diesel fuel, and alcohol-fuel emulsions, will be compared with the diesel process heterogeneity of the fuel mixture in terms of cylinder volume, there is a completely different fuel evaporation and no coincidence in time of the processes of formation of fuel-air mixture and its combustion. Consequently, the use of alternative fuels with different chemical composition and local conditions leads to distinctive indicators of the combustion process. Therefore, for the scientific representation of the actual picture of the combustion process of diesel running on natural gas and alcohol-fuel emulsions, the indexing of its working process and a detailed description of the combustion process is carried out. At the same time, for the indexing of the diesel working process, the composition of alternative fuel was used when working on natural gas: gas-80 %, the ignition portion of diesel fuel-20 %; when working on alcohol-fuel emulsions: alcohol (methanol or ethanol) – 25 %, detergent-dispersing additive succinimide C-5A – 0,5 %, water – 7 %, diesel fuel – 67,5 %. As a result of the experimental studies, the dependences of the influence of the 4F 11,0/12,5 diesel modes on natural gas, natural gas with different degrees of exhaust gas recirculation (used to reduce the content of nitrogen oxides in the exhaust gases), methanol and ethanol fuel emulsions on the combustion process were established. The optimal values of the combustion process parameters during the operation of the diesel engine on alternative fuels of these compositions are determined.

Keywords: diesel, natural gas, ethanol, methanol, emulsion, indicator diagram, combustion.

Введение

С начала развития двигателей внутреннего сгорания так называемая индикаторная диаграмма – кривая изменения давления в цилиндре поршневого двигателя на протяжении рабочего цикла – используется как одно из средств описания и анализа рабочего процесса.

Одно из ценных качеств индикаторной диаграммы, издавна привлекающее внимание исследователей, заключается в том, что она представляет непосредственную запись действительных физических величин, значения которых можно наблюдать без всяких дополнительных расчетов на самой диаграмме. Индикаторная диаграмма дает возможность получить важные сведения о протекании рабочего процесса. Непосредственно из индикаторной диаграммы можно получить данные о величине максимального давления сгорания p_z , скорости повышения давления (жесткости процесса сгорания) $dp/d\varphi$ на различных участках, давления на впуске и выпуске, о значении угла φ_z , соответствующего периоду задержки воспламенения. Так, индикаторная диаграмма является одним из эффективных средств наблюдения за самовоспламенением в дизеле. Полезная площадь индикаторной диаграммы в координатах $p - v$ определяет работу газов внутри цилиндра за один рабочий цикл, а зная работу цикла легко определить такие основные индикаторные показатели рабочего процесса, как среднее индикаторное давление и индикаторный КПД [1].

Процесс сгорания в дизеле, работающем на альтернативных топливах, еще более чувствителен в сравнении со штатным дизельным процессом (ДП) ко многим конструкционным и эксплуатационным факторам. Возникновение и развитие горения, полнота сгорания топлива воздушно-воздушной смеси альтернативного топлива также определяются особенностями и скоростями реакций, условиями тепло- и массообмена в зоне пламени и теплоотдачей в стенки цилиндра. Скорость распространения фронта пламени в процессе сгорания зависит от химических и физических факторов и в совокупности со скоростью химической реакции окисления молекул альтернативного топлива в конечном счете влияет на продолжительность сгорания массы рабочей смеси в камере сгорания дизеля. Например, из-за неравномерного распределения исследуемого топлива по цилиндрам состав топливо-воздушной смеси

может оказаться близким к концентрационным пределам распространения пламени, в связи с чем возможны пропуски воспламенения и сгорания в отдельных цилиндрах, или процесс горения может становиться медленным, переходя в фазу расширения [2–4].

Очевидно, что отличительной особенностью процессов смесеобразования и горения в дизеле, работающем как на ПГ с запальной порцией дизельного топлива, так и на спирто-топливной эмульсии (СТЭ), будет являться по сравнению с ДП неоднородность горючей смеси по объему цилиндра, присутствовать совершенно другая испаряемость горючего и несовпадение по времени процессов образования топливо-воздушной смеси и ее горение. Применение альтернативных топлив с другим химическим составом и локальными условиями может приводить к отличительным показателям процесса сгорания и даже к воспламенению во время развития факела распыла. Следовательно, для научного представления действительной картины процесса сгорания дизеля, работающего на ПГ и СТЭ, необходимо детальное и достаточно достоверное описание данного процесса, что можно выполнить только после проведения индицирования рабочего процесса дизеля [5].

Цель исследования

Экспериментальное индицирование рабочего процесса дизеля, работающего на ПГ и СТЭ.

Методы и средства исследования

Индицирование процесса сгорания осуществляли с помощью электропневматического индикатора МАИ-5А с установленным датчиком давления в головке блока 1-го цилиндра (рис. 1). Записывающий механизм устанавливался перед двигателем на одной оси с коленчатым валом через промежуточную муфту, согласно инструкции к МАИ-5А. Установка отметчика верхней мертвой точки (ВМТ) проверялась по положению поршня в ВМТ в первом цилиндре и контролировалась по диаграмме сжатия – расширения без подачи топлива. Обработку индикаторных диаграмм проводили с помощью компьютерной программы ЦНИДИ-ЦНИИМ [6].

На рис. 2, а изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч 11,0/12,5 при частоте вращения $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и установочном угле опережения впрыскивания топлива (у.о.в.т.) $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$.

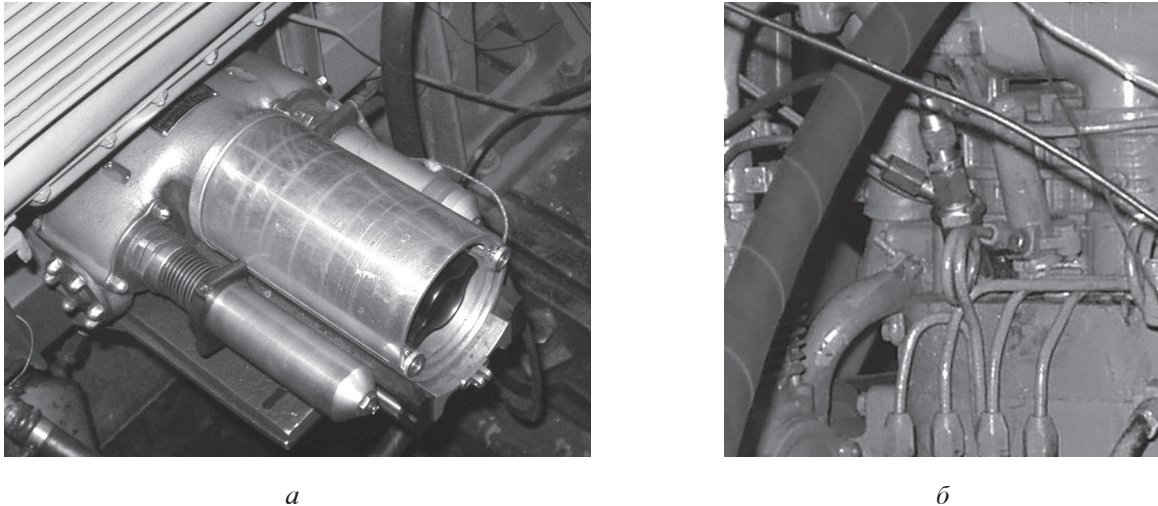


Рис. 1. Вид на записывающее устройство (а) и датчик давлений (б) индикатора МАИ-5А

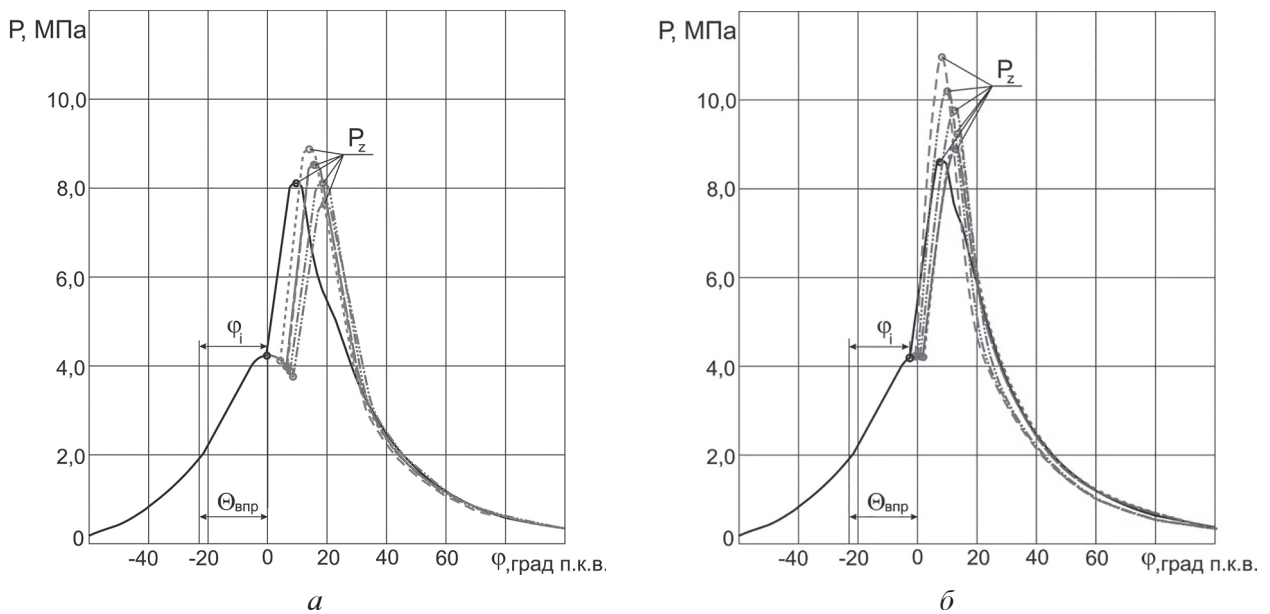


Рис. 2. Индикаторные диаграммы тракторного дизеля 4Ч11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$:
 а – $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — — — — — ДП; - - - - - ГДП; ······ — ГД с РОГ 10 %;
 - ······ — ГД с РОГ 20 %; - - - - - ЭТЭ; — — — — — МТЭ

Анализируя представленные на данном режиме индикаторные диаграммы, можно четко видеть увеличение периода задержки воспламенения (ПЗВ) и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах [7]. Так, применение этанола-топливной эмульсии (ЭТЭ) увеличивает угол, соответствующий ПЗВ, φ_i на $5,5^\circ$, метанола-топливной эмульсии (МТЭ), газодизельного процесса (ГДП) – на $7,5^\circ$, ГДП с рециркулирующей отработавших газов (РОГ) 10 % – на $8,5^\circ$, ГДП с РОГ 20 % – на $9,5^\circ$ по отношению к ДП. При этом p_z увеличивается при работе по ГДП

и МТЭ на $0,4 \text{ МПа}$, на ЭТЭ – на $0,8 \text{ МПа}$, при работе по ГДП с РОГ 10 % – соответствует ДП, а при работе по ГДП с РОГ 20 % – снижается на $0,6 \text{ МПа}$ также по отношению к ДП. С увеличением степени РОГ уменьшается угол наклона кривой давления, что свидетельствует о снижении жесткости процесса сгорания.

На рис. 2, б изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$. На режиме максимального крутящего момента также происходит увеличение ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных

топливах. Так, при работе по ГДП величина φ_i увеличивается на $2,0^\circ$, по ГДП с РОГ 10% – на $3,0^\circ$, по ГДП с РОГ 20% – на $4,0^\circ$, на МТЭ – на $5,0^\circ$, на ЭТЭ – на $5,5^\circ$ по сравнению с ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ – на 0,3 МПа, на ЭТЭ – на 0,6 МПа, по ГДП – на 2,4 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 1,6 МПа, по ГДП с РОГ 20% – на 1,2 МПа также по отношению к ДП.

На рис. 3, а изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$. На номинальном режиме при этом значении у.о.в.т. также происходит увеличение ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах. Так, применение ЭТЭ увеличивает угол, соответствующий ПЗВ, φ_i на $5,0^\circ$, МТЭ – на $6,5^\circ$, ГДП – на $7,5^\circ$, ГДП с РОГ 10% – на $8,0^\circ$, ГДП с РОГ 20% – на $9,0^\circ$ по отношению к ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ на 0,3 МПа, на ЭТЭ – на 1,0 МПа, по ГДП – на 1,3 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 0,7 МПа, соответственно по отношению к ДП. При работе по ГДП с РОГ 20% величина p_z равняется ДП.

На рис. 3, б изображены индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ и $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$. На режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту, при этом значении $\Theta_{\text{впр}}$ также происходит увеличение

ПЗВ и максимального давления цикла p_z при работе на всех исследуемых альтернативных топливах. Так, при работе по ГДП величина φ_i увеличивается на $2,0^\circ$, по ГДП с РОГ 10% – на $3,0^\circ$, по ГДП с РОГ 20% – на $4,0^\circ$, на МТЭ – на $5,5^\circ$, на ЭТЭ – на $6,0^\circ$ по сравнению с ДП. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ – на 0,2 МПа, на ЭТЭ – на 0,7 МПа, по ГДП – на 2,2 МПа, по ГДП с РОГ 10% – на 1,5 МПа, по ГДП с РОГ 20% – на 0,8 МПа также по отношению к ДП.

На рис. 4, а изображены параметры процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, зависящие от $\Theta_{\text{впр}}$, при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$. Рассматривая экспериментальные кривые параметров процесса горения в ЦД, работающего по ГДП, необходимо выделить, что с увеличением $\Theta_{\text{впр}}$ возрастают величины максимального давления цикла p_z , максимальной осредненной температуры T_{max} , степени повышения давления λ , жесткости процесса горения $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и уменьшается значение угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Применение на ГД РОГ не изменяет характер протекания кривых относительно $\Theta_{\text{впр}}$ и приводит к снижению T_{max} , p_z , λ , $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и увеличению значения угла φ_i , соответствующего ПЗВ. Изучая графики ГДП с РОГ можно заметить снижение p_z и $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ относительно чисто ГДП. Так, при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ и 10%-й РОГ снижение p_z равняется 9,4 МПа, что соответствует 4,3 %,

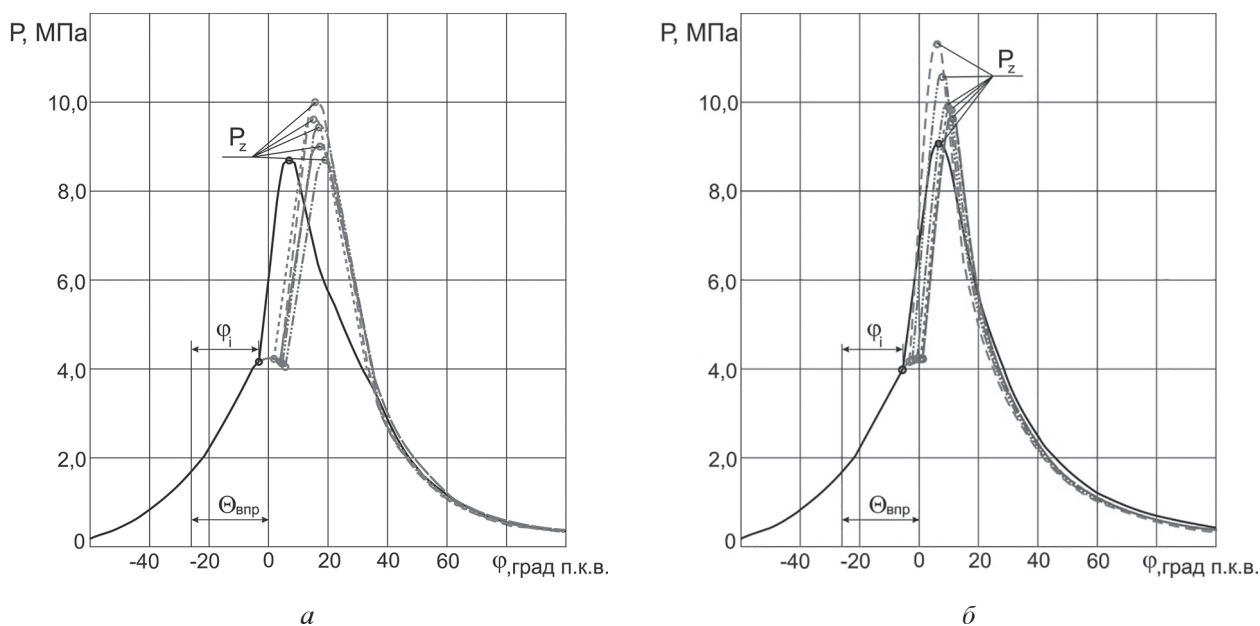


Рис. 3. Индикаторные диаграммы дизеля 4Ч11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$:

а – $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — — — — — ДП; - - - - - ГДП; ГД с РОГ 10%; - · - · - · ГД с РОГ 20%; - - - - - ЭТЭ; - - - - - МТЭ

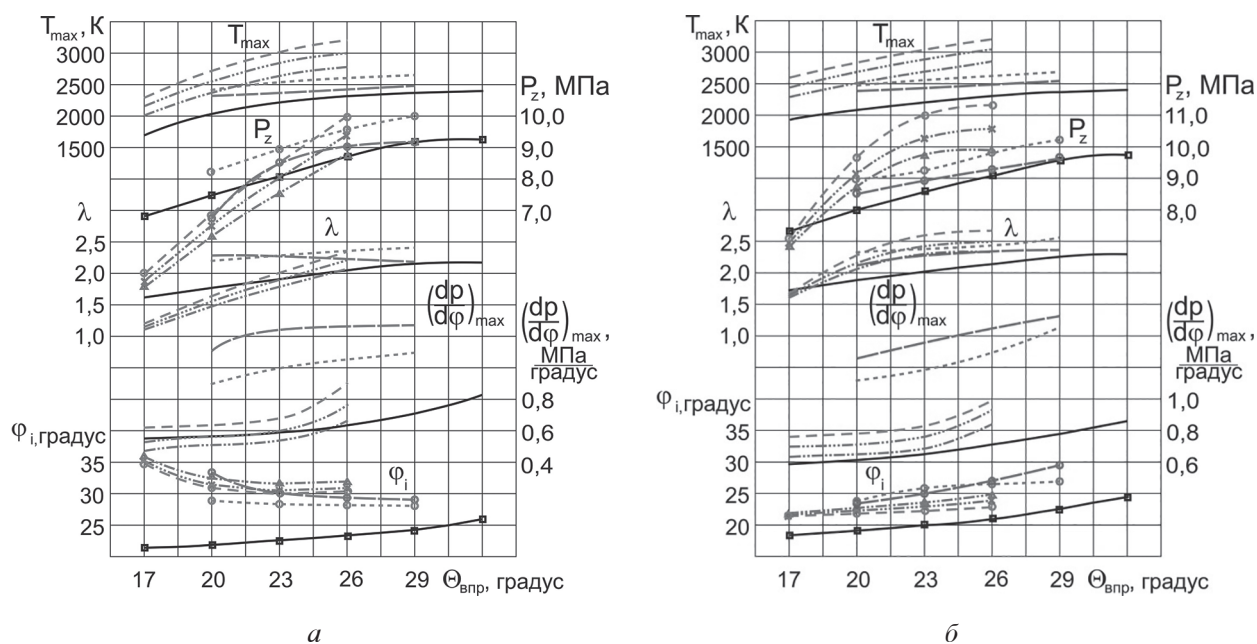


Рис. 4. Влияние применения ПГ и СТЭ на показатели процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5

в зависимости от изменения $\Theta_{впр}$:

$a - n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $b - n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; — ДП; - - - ГДП; ... ГД с РОГ 10 %; - · - · - ГД с РОГ 20 %; - · - · - ЭТЭ; — МТЭ

но что, в свою очередь, на 8,0 % выше ДП. Величина угла, соответствующего ПЗВ, повышается слабо. При $\Theta_{впр} = 23^\circ$ максимальное давление в ЦД при ГДП равняется 8,5 МПа, при ГДП с 10%-й РОГ – 8,1 МПа, что меньше на 4,7 % ГДП и соответствует ДП. $(dp/d\phi)_{max}$ при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ по ГДП с 10%-й РОГ характеризуется 0,60 МПа/град, что соответствует снижению на 13,0 % по отношению к ГДП и на 26,7 % ниже ГДП с 10%-й РОГ при $\Theta_{впр} = 26^\circ$.

Рассматривая отличия работы дизеля на МТЭ от ДП, необходимо отметить, что величины параметров процесса сгорания на МТЭ повышаются. Так, при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдаются рост T_{max} на 11,0 %, p_z – на 4,4 %, $(dp/d\phi)_{max}$ – в 2,1 раза, степени повышения давления λ – на 19,0 %, угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ, – на 33,3 %. При установочном у.о.в.т. $\Theta_{впр} = 26^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдаются рост T_{max} на 7,5 %, p_z на 3,5 %, $(dp/d\phi)_{max}$ – в 2,0 раза, степени повышения давления λ – на 6,8 %, угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ, на 28,3 %. Изучая графические зависимости 4Ч 11,0/12,5 на ЭТЭ и дизельном топливе, следует пояснить, что величины параметров процесса сгорания на ЭТЭ, так же как и на МТЭ, увеличиваются. Так, при $\Theta_{впр} = 23^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдаются рост T_{max} на 14,6 %, p_z – на 9,9 %, $(dp/d\phi)_{max}$ – на 71,2 %, степени повышения давления λ на 19,5 %,

угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ, – на 24,4 %. При $\Theta_{впр} = 26^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдается рост T_{max} на 13,2 %, p_z на 11,5 %, $(dp/d\phi)_{max}$ – на 65,1 %, степени повышения давления λ – на 14,1 %, угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ, на – 21,7 %.

На основании проведенных исследований на номинальном режиме работы и установочном у.о.в.т. $\Theta_{впр} = 23^\circ$ применение ПГ и РОГ, МТЭ и ЭТЭ приводит к значениям параметров процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, указанным в табл. 1.

Результаты исследований характеристик процесса горения дизеля 4Ч 11,0/12,5, зависящие от $\Theta_{впр}$, при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, изображены на рисунке 4, б. Рассматривая кривые параметров процесса сгорания ГДП, необходимо отметить, что с увеличением установочного у.о.в.т. при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ возрастают величины T_{max} , p_z , λ , $(dp/d\phi)_{max}$ и значения угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ. Применение на газодизеле РОГ не изменяет характер протекания кривых относительно $\Theta_{впр}$ и приводит к снижению максимальной осредненной температуры газов в ЦД T_{max} , p_z , λ , $(dp/d\phi)_{max}$ и увеличению значения угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ. Так, следует выделить, что на ГДП с 10%-ной РОГ при $\Theta_{впр} = 26^\circ$ уменьшается величина p_z до 10,6 МПа, что соответствует снижению на 6,2 % по отношению к ГДП и на 16,5 % выше ДП. Величина $(dp/d\phi)_{max}$

Таблица 1

Результаты исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$
и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64 \text{ МПа}$)

| Топливо | Показатели | | | | |
|---------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|--|-----------------------------|
| | $T_{\text{max}}, \text{ К}$ | $p_z, \text{ МПа}$ | λ | $(dp/d\varphi)_{\text{max}}, \text{ МПа/град}$ | $\varphi_i, \text{ градус}$ |
| Дизельное | 2190 | 8,1 | 1,90 | 0,59 | 22,5 |
| ПГ | 3010 (увеличение на 37,4 %) | 8,5 (увеличение на 4,9 %) | 2,0 (увеличение на 5,3 %) | 0,69 (увеличение на 17,0 %) | 30,0 (увеличение на 33,3 %) |
| ПГ с РОГ 10 % | 2790 (увеличение на 27,4 %) | 8,1 (соответствует ДП) | 1,90 (соответствует ДП) | 0,60 (увеличение на 1,7 %) | 31,0 (увеличение на 37,8 %) |
| ПГ с РОГ 20 % | 2680 (увеличение на 22,4 %) | 7,5 (снижение на 7,4 %) | 1,80 (снижение на 5,3 %) | 0,54 (снижение на 8,5 %) | 32,0 (увеличение на 6,7 %) |
| МТЭ | 2430 (увеличение на 11,0 %) | 8,5 (увеличение на 4,9 %) | 2,26 (увеличение на 19,0 %) | 1,25 (увеличение в 2,1 раза) | 30,0 (увеличение на 33,3 %) |
| ЭТЭ | 2510 (увеличение на 14,6 %) | 8,9 (увеличение на 9,9 %) | 2,27 (увеличение на 19,5 %) | 1,01 (увеличение на 71,2 %) | 28,0 (увеличение на 24,4 %) |

на этом же режиме падает до 0,92 МПа/град, а величина угла, характеризующего ПЗВ несколько повышается.

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ максимальное давление в ЦД при ГДП равняется 11,0 МПа, при ГДП с 10%-й РОГ – 10,2 МПа, что соответствует снижению на 7,3 % по отношению к ГДП и выше на 18,6 % ДП. Величина $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ равняется 0,76 МПа/град, что больше на 8,4 % ГДП и меньше на 17,4 % ГДП с 10%-й РОГ при $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$.

Исследуя зависимости работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на МТЭ и дизельном топливе при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, необходимо выделить увеличение параметров процесса сгорания на МТЭ. При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдается увеличение значений T_{max} на 11,3 %, p_z – на 3,5 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – в 2,1 раза, степени повышения давления λ – на 15,0 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 25,0%. При $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ при переходе с ДП на МТЭ наблюдается рост T_{max} на 9,2 %, p_z – на 2,2 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – в 2,0 раза, степени повышения давления λ на 7,3 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 28,6 %. Исследуя графические зависимости работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ЭТЭ и дизельном топливе, следует отметить увеличение параметров процесса сгорания на ЭТЭ, так же как и на МТЭ. Так, при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ наблюдается рост T_{max} на 14,9 %, p_z – на 7,0 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – на 85,9 %, степени повышения давления λ – на 18,0%, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 27,5 %. При установочном у.о.в.т. $\Theta_{\text{впр}} = 26^\circ$ при переходе с ДП на ЭТЭ

наблюдается рост T_{max} на 14,0 %, p_z – на 7,7 %, $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ – на 84,5 %, степени повышения давления λ на 11,5 %, угла φ_i , соответствующего ПЗВ, – на 26,2 %.

Результаты исследований параметров процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5, работающего на ПГ, ПГ с РОГ и СТЭ, при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ сведены в табл. 2.

Выводы

В результате экспериментальных исследований показателей процесса сгорания дизеля при работе на ПГ и СТЭ можно сделать следующие выводы.

1. На основании проведенных исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 предложено значение оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива, равное 23° . Это же значение рекомендовано и для дизельного процесса.

2. Установлены зависимости влияния режимов работы дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ПГ, ПГ с различными степенями РОГ, МТЭ и ЭТЭ – на показатели его процесса сгорания.

3. Определены оптимальные значения показателей процесса сгорания при работе дизеля 4Ч 11,0/12,5 на ПГ и СТЭ при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$.

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и номинальном режиме ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_c = 0,64 \text{ МПа}$) получены следующие результаты: ДП – $T_{\text{max}} = 2190 \text{ К}$; $p_z = 8,1 \text{ МПа}$; $\lambda = 1,90$; $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,59 \text{ МПа/град}$; $\varphi_i = 22,5^\circ$; ГДП – $T_{\text{max}} = 3010 \text{ К}$ (увеличение на 37,4 %); $p_z = 8,5 \text{ МПа}$ (увеличение

Результаты исследований показателей процесса сгорания дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,69 \text{ МПа}$)

| Топливо | Показатели | | | | |
|---------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---|-----------------------------|
| | T_{max} , К | p_z , МПа | λ | $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$, МПа/град | φ_i , градус |
| Дизельное | 2210 | 8,6 | 2,0 | 0,64 | 20,0 |
| ПГ | 3050 (увеличение на 38,0 %) | 11,0 (увеличение на 27,9 %) | 2,60 (увеличение на 30,0 %) | 0,83 (увеличение на 29,7 %) | 22,0 (увеличение на 10,0 %) |
| ПГ с РОГ 10 % | 2880 (увеличение на 30,3 %) | 10,2 (увеличение на 18,6 %) | 2,40 (увеличение на 20,0 %) | 0,76 (увеличение на 18,8 %) | 24,0 (увеличение на 20,0 %) |
| ПГ с РОГ 20 % | 2710 (увеличение на 22,6 %) | 9,2 (увеличение на 7,0 %) | 2,32 (увеличение на 16,0 %) | 0,66 (увеличение на 3,1 %) | 23,0 (увеличение на 15,0 %) |
| МТЭ | 2460 (увеличение на 11,3 %) | 8,9 (увеличение на 3,5 %) | 2,30 (увеличение на 15,0 %) | 1,36 (увеличение в 2,1 раза) | 25,0 (увеличение на 25,0 %) |
| ЭТЭ | 2540 (увеличение на 14,9 %) | 9,2 (увеличение на 7,0 %) | 2,36 (увеличение на 18,0 %) | 1,19 (увеличение на 85,9 %) | 25,5 (увеличение на 27,5 %) |

ние на 4,9 %); $\lambda = 2,0$ (увеличение на 5,3 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,69 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 17,0 %); $\varphi_i = 30,0^\circ$ (увеличение на 33,3 %); ГДП с РОГ 10 % – $T_{\text{max}} = 2790 \text{ К}$ (увеличение на 27,4 %); $p_z = 8,1 \text{ МПа}$ (соответствует ДП); $\lambda = 1,9$ (соответствует ДП); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,60 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 1,7 %); $\varphi_i = 31,0^\circ$ (увеличение на 37,8 %); ГДП с РОГ 20 % – $T_{\text{max}} = 2680 \text{ К}$ (увеличение на 22,4 %); $p_z = 7,5 \text{ МПа}$ (снижение на 7,4 %); $\lambda = 1,8$ (снижение на 5,3 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,54 \text{ МПа/град}$ (снижение на 8,5 %); $\varphi_i = 32,0^\circ$ (увеличение на 6,7 %); МТЭ – $T_{\text{max}} = 2430 \text{ К}$ (увеличение на 11,0 %); $p_z = 8,5 \text{ МПа}$ (увеличение на 4,9 %); $\lambda = 2,26$ (увеличение на 19,0 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 1,25 \text{ МПа/град}$ (увеличение в 2,1 раза); $\varphi_i = 30,0^\circ$ (увеличение на 33,3 %); ЭТЭ – $T_{\text{max}} = 2510 \text{ К}$ (увеличение на 14,6 %); $p_z = 8,9 \text{ МПа}$ (увеличение на 9,9 %); $\lambda = 2,27$ (увеличение на 19,5 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 1,01 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 71,2 %); $\varphi_i = 28,0^\circ$ (увеличение на 24,4 %).

При $\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$ и режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту ($n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,69 \text{ МПа}$): ДП – $T_{\text{max}} = 2210 \text{ К}$; $p_z = 8,6 \text{ МПа}$; $\lambda = 2,0$; $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,64 \text{ МПа/град}$; $\varphi_i = 20,0^\circ$; ГДП – $T_{\text{max}} = 3050 \text{ К}$ (увеличение на 38,0 %); $p_z = 11,0 \text{ МПа}$ (увеличение на 27,9 %); $\lambda = 2,6$ (увеличение на 30,0 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,83 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 29,7 %); $\varphi_i = 22,0^\circ$ (увеличение на 10,0 %); ГДП с РОГ 10 % – $T_{\text{max}} = 2880 \text{ К}$ (увеличение на 30,3 %); $p_z = 10,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 18,6 %); $\lambda = 2,40$ (увеличение на 20,0 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,76 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 18,8 %); $\varphi_i = 24,0^\circ$ (уве-

личение на 20,0 %); ГДП с РОГ 20% – $T_{\text{max}} = 2710 \text{ К}$ (увеличение на 22,6 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,32$ (увеличение на 16,0%); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 0,66 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 3,1 %); $\varphi_i = 23,0^\circ$ (увеличение на 15,0 %); МТЭ – $T_{\text{max}} = 2460 \text{ К}$ (увеличение на 11,3 %); $p_z = 8,9 \text{ МПа}$ (увеличение на 3,5%); $\lambda = 2,30$ (увеличение на 15,0 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 1,36 \text{ МПа/град}$ (увеличение в 2,1 раза); $\varphi_i = 25,0^\circ$ (увеличение на 25,0 %); ЭТЭ – $T_{\text{max}} = 2540 \text{ К}$ (увеличение на 14,9 %); $p_z = 9,2 \text{ МПа}$ (увеличение на 7,0 %); $\lambda = 2,36$ (увеличение на 18,0 %); $(dp/d\varphi)_{\text{max}} = 1,19 \text{ МПа/град}$ (увеличение на 85,9 %); $\varphi_i = 25,5^\circ$ (увеличение на 27,5 %).

Литература

1. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. М.: Издательство Академии наук СССР, 1960. 200 с.
2. Aydin F., Ogut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // Renewable Energy. 2017. V. 103. P. 688–694.
3. A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // SAE International Journal of Engines. 2016. V. 9. № 1. P. 631–640.
4. Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // Applied Thermal Engineering. 2016. V. 98. P. 670–682.

5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // *Thermal Engineering*. 2017. V.64. № 12. P. 935. – 944 c.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V.13. № 3. P. 1703–1709.
7. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.
- Performance and Emissions // *Renewable Energy*. 2017. V.103. P. 688–694.
3. A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // *SAE International Journal of Engines*. 2016. V. 9. № 1. P. 631–640.
4. Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 98. P. 670–682.
5. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // *Thermal Engineering*. 2017. V. 64. № 12. P. 935–944.
6. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 3. P. 1703–1709.
7. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. V. 13. № 5. P. 2936–2939.

References

1. Indikatornaya diagramma, dinamika teplovydeleniya i rabochiy tsikl bystrokhodnogo porshneвого dvigatelya [The indicator diagram, the dynamics of heat generation and the operating cycle of a high-speed reciprocating engine]. B.S. Stechkin, K.I. Genkin, V.S. Zolotarevskiy, I.V. Skorodinskiy. Moscow: Izdatel'stvo Akademii nauk SSSR, 1960. 200 p. (in Russ.).
2. Aydin F., Ogut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine