

Предложена двухступенчатая установка поперечной емкостной компенсации реактивной мощности, отличающаяся тем, что перед включением второй ступени с демпфирующим резистором при включенной первой ступени в первую ступень также вводится демпфирующий резистор и затем демпфирующие резисторы поочередно шунтируются в те моменты времени, когда ток через них становится равным нулю. Это позволяет снизить перенапряжения на конденсаторах и повысить эксплуатационную надежность КУ.

### *Список литературы*

1. Бородулин, Б. М. Конденсаторные установки электрифицированных железных дорог./ Б. М. Бородулин, Л. А. Герман, Г. А. Николаев. – М.: Транспорт, 1983.

2. Герман, Л. А. Регулируемая установка поперечной емкостной компенсации для тяговых сетей переменного тока./ Л. А. Герман, А. С. Серебряков.// Электроника и электрооборудование транспорта № 6 – 2009, с. 29 – 35.

3. Серебряков, А. С. Современная схема установки поперечной емкостной компенсации. / А. С. Серебряков, Л. А. Герман, И. А. Балужева.// Электроника и электрооборудование транспорта. № 2 – 3, 2009, с. 17 – 22.

## **ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 24 10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ НА ЭТАЛОНЕ С ДВОЙНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ**

*В. А. Луханов, академик РАТ, д.т.н., профессор  
кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Вятской  
ГСХА*

*А. С. Полевщиков, М. А. Долгих, С. А. Верстаков,*  
*аспиранты кафедры «Двигатели внутреннего сгорания»*  
*Вятской ГСХА*

**Аннотация.** В статье рассматривается влияние применения этанола в качестве основного топлива на показатели процесса сгорания и тепловыделения дизеля при изменении частоты вращения. Статья содержит результаты исследований, проведенных на двигателе Д-120 (2Ч10,5/12,0), при работе на этаноле с использованием двойной системы топливоподачи.

**Ключевые слова:** дизель, этанол, двойная система топливоподачи, показатели процесса сгорания, характеристики тепловыделения.

**VARIATION OF PARAMETERS OF PROCESS OF  
COMBUSTION IN THE CYLINDER OF THE DIESEL  
ENGINE 2Ч 10,5/12,0 AT WORK ON THE STANDARD  
WITH DOUBLE SYSTEM OF FUEL GIVING**

*V. A. Lihanov, the academician, the doctor of technical  
sciences, the professor of the chair «Internal combustion en-  
gines» State agricultural Academy in Vyatka;*

*A. S. Polevschikov, M. A. Dolgyh, S. A. Verstakov, the  
post-graduate students of the chair «Internal combustion en-  
gines» State agricultural Academy in Vyatka*

**Annotation.** In article influence of application of ethanol as the basic fuel on parameters of process of combustion and a thermal emission of a diesel engine is considered at variation of frequency of rotation. Article contains results of the

researches lead on engine D-120 (2Ч10, 5/12, 0), at work on ethanol with use of double system of fuel giving.

**Keywords:** a diesel engine, ethanol, double system of fuel giving, parameters of process of combustion, the characteristic of a thermal emission.

Ужесточение норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, экономия энергоносителей органического происхождения, а также ограничение эмиссии диоксида углерода заставляют большинство стран мирового сообщества искать пути уменьшения опасности воздействия тепловых двигателей на окружающую среду. В последнее время все более широкое распространение получают альтернативные биотоплива на основе спиртов и их производных, в частности этанола.

В соответствии с целью, задачами и методикой исследований были проведены стендовые испытания [1]. Величина запальной порции ДТ при работе на этаноле с двойной системой топливоподачи (ДСТ) определялась путем уменьшения подачи ДТ до начала появления пропусков воспламенения, после чего она несколько увеличивалась до достижения устойчивой работы дизеля. В дальнейшем цикловая подача запального топлива фиксировалась и оставалась постоянной, а изменение нагрузочного режима велось только путем изменения подачи этанола. На рис. 1 представлены графики изменения экономических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при различных установочных углах опережения впрыска топлива (УОВТ) на номинальном режиме работы.

Анализируя результаты исследований, проведенных при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ , можно отметить, что наименьший суммарный удельный эффективный расход топлив достигается при обоих частотах при углах впры-

скивания этанола  $\Theta_{\text{э}} = 30^\circ$ . При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  минимальный расход топлива достигается при сочетании углов  $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$  и  $\Theta_{\text{э}} = 30^\circ$ , а при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  минимальный расход топлива достигается при сочетании углов  $\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$  и  $\Theta_{\text{э}} = 30^\circ$ .

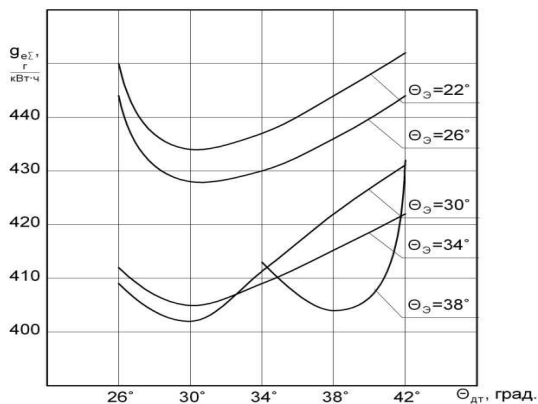


Рис. 1. Изменение экономических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при различных установочных УОВТ ДТ и этанола при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  и  $p_e = 0,588 \text{ МПа}$ ,  $q_{\text{цдт}} = 6,9 \text{ мг/цикл}$ .

Но, учитывая незначительные различия в удельном эффективном расходе топлив при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  и углах опережения впрыска ДТ  $\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$  и  $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$ , которые составляют  $380 \text{ г/(кВт·ч)}$  и  $381 \text{ г/(кВт·ч)}$ , соответственно. А также учитывая, что заводом изготовителем для данного дизеля оптимальный установочный УОВТ устанавливается по минимальному удельному эффективному расходу топлива при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ , можно утверждать, что при работе дизеля 2Ч10,5/12,0 при работе на этаноле с ДСТ оптимальным сочетанием углов впрыска ДТ и этанола будет  $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$  и  $\Theta_{\text{э}} = 30^\circ$ . Анализируя изменения значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения нагрузки при

$n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  и оптимальных УОВТ (рис. 2, а), можно отметить, что максимальное давление цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ на малых нагрузках меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  максимальное давление цикла снижается с  $p_{z \text{ max}} = 5,42 \text{ МПа}$  при работе дизеля на ДТ до  $p_{z \text{ max}} = 5,08 \text{ МПа}$  при работе дизеля на этаноле с ДСТ. Снижение составляет 6,3 %.

С увеличением нагрузки разница в величине максимального давления сгорания сохраняется. Так, при  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$   $p_{z \text{ max}} = 7,10 \text{ МПа}$  при работе дизеля на ДТ, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ  $p_{z \text{ max}} = 6,16 \text{ МПа}$ . Снижение составляет 13,2 %. При этом степень повышения давления при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  при работе на дизельном топливе составляет 1,41, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ и этой же нагрузке  $\lambda = 1,33$ , снижение составляет 5,7 %.

При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$  степень повышения давления при работе дизеля на ДТ  $\lambda = 1,94$ , а при работе дизеля на этаноле с ДСТ – 1,69. Увеличение составляет 12,9 %. Максимальная осредненная температура цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ на малых нагрузках ( $p_e = 0,115 \text{ МПа}$ ) снижается и составляет 1350 К, а при работе дизеля на ДТ температура составляет 1370 К. Снижение составляет 20 К, или 1,5 %.

При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$  максимальная осредненная температура цикла при работе дизеля на этаноле с использованием ДСТ составляет 1780 К, что меньше, чем  $T_{\text{max}}$  при работе на ДТ, которая равна 1850 К. Уменьшение составляет 70 К. ПЗВ при работе дизеля на этаноле с использованием ДСТ возрастает во всём диапазоне изменения нагрузки. Так, при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  значение  $\varphi_i = 28,0^\circ$  положения коленчатого вала (в дальнейшем п.к.в.), а при работе дизеля на ДТ  $\varphi_i = 27,5^\circ$  п.к.в. Увеличение составляет  $0,5^\circ$  п.к.в. При дальнейшем увеличении

нагрузки до  $p_e = 0,635$  МПа значение  $\varphi_i$  при работе дизеля на этаноле с использованием ДСТ составляет

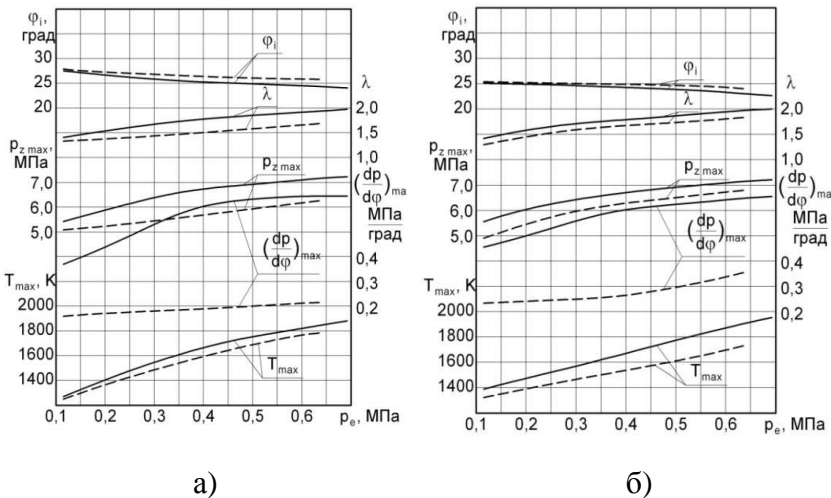


Рис. 2. Влияние применения этанола с ДСТ на показатели процесса сгорания дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения нагрузки: а) при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; б) при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; — — дизельный процесс; - - - — этанол с запальным ДТ  $25,1^\circ$  п.к.в., а при работе дизеля на ДТ  $\varphi_i = 24,4^\circ$  п.к.в. Увеличение составляет  $0,7^\circ$  п.к.в.

Величина максимальной «жесткости» процесса сгорания при  $p_e = 0,115$  МПа при работе дизеля на ДТ составляет  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,369$  МПа/град, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ —  $0,160$  МПа/град. Снижение составляет 56,6 %. При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635$  МПа максимальная «жесткость» процесса сгорания при работе дизеля на ДТ составляет  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,643$  МПа/град, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,215$  МПа/град.

При рассмотрении изменений значений показателей процесса сгорания в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  и оптимальных установочных УОВТ (рис. 2, б), отмечается, что максимальное давление цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ на малых нагрузках меньше, чем при работе дизеля на ДТ. Так, при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  оно снижается на 11,7 % с  $p_{z \text{ max}} = 5,55 \text{ МПа}$  при работе дизеля на ДТ до  $p_{z \text{ max}} = 4,90 \text{ МПа}$  при работе дизеля на этаноле с ДСТ.

С увеличением нагрузки происходит увеличение максимального давления сгорания. Так, при  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$  значение  $p_{z \text{ max}} = 7,16 \text{ МПа}$  при работе дизеля на ДТ, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ  $p_{z \text{ max}} = 6,60 \text{ МПа}$ . Снижение составляет 7,8 %. При этом значение степени повышения давления при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  при работе дизеля на ДТ составляет 1,42, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ и этой же нагрузке  $\lambda = 1,30$ . Снижение составляет 8,5 %.

При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$  степень повышения давления при работе дизеля на ДТ равна 1,97, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ – 1,83, уменьшение составляет 7,1 %. Максимальная осреднённая температура цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ, на малых нагрузках ( $p_e = 0,115 \text{ МПа}$ ) составляет 1320 К, а при работе на ДТ  $T_{\text{max}} = 1390 \text{ К}$ . Увеличение составляет 70 К, или 5,3%.

При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635 \text{ МПа}$  максимальная осредненная температура цикла при работе дизеля на этаноле с ДСТ составляет 1730 К по сравнению с  $T_{\text{max}}$  при работе дизеля на ДТ, которая равна 1910 К. Уменьшение составляет 180 К, или 9,4 %. ПЗВ при работе дизеля на этаноле с ДСТ возрастает во всем диапазоне изменения нагрузки, при  $p_e = 0,115 \text{ МПа}$  угол  $\phi_i = 25,4^\circ$  п.к.в., а при

работе дизеля на ДТ  $\varphi_i = 25,0^\circ$  п.к.в. Увеличение составляет  $0,4^\circ$  п.к.в. При дальнейшем увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635$  МПа значение  $\varphi_i$  при работе дизеля на этаноле с ДСТ составляет  $24,0^\circ$  п.к.в., а при работе дизеля на ДТ  $\varphi_i = 23,0^\circ$  п.к.в. Величина максимальной жесткости процесса сгорания при  $p_e = 0,115$  МПа при работе дизеля на ДТ составляет  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,455$  МПа/град, а при работе дизеля на этаноле с ДСТ –  $0,234$  МПа/град. Снижение составляет  $48,6\%$ .

При увеличении нагрузки до  $p_e = 0,635$  МПа «жесткость» процесса сгорания при работе дизеля на ДТ составляет  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,650$ , а при работе дизеля на этаноле с ДСТ  $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,354$  МПа/град. Снижение составляет  $45,5\%$ .

Таким образом, можно отметить, что применение этанола в качестве моторного топлива возможно в дизелях указанной модели. При этом существенных отличий в характере протекания внутрицилиндровых процессов при работе на ДТ и этаноле не отмечается. Так же применение этанола в качестве основного топлива ведет к снижению термонапряженности и динамических нагрузок на детали двигателя.

#### *Список литературы*

1. Полевщиков, А. С., Методика исследований дизелей при работе на этаноле с использованием двойной системы топливоподачи // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы Международной научно-практической конференции «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: Сборник научных трудов. – С. – Петербург – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2009. – Вып. 6. – С. 150...153.