

УДК 621.436

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ДВУХСТАДИЙНОГО СГОРАНИЯ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Известно, что в современных дизелях эффективным средством снижения шума их работы, выбросов NO_x без ухудшения экономичности является применение двухступенчатого впрыскивания топлива [1, 2]. Такой закон топливоподачи приводит к двухстадийному, разнесенному во времени сгоранию топлива в цилиндре. При этом предварительная или пилотная порция топлива служит для дополнительного «разогрева» воздуха в конце сжатия, что значительно уменьшает период задержки воспламенения (а значит – и количество топлива, испарившегося за этот период) основной порции топлива. В результате этих явлений снижается максимальная скорость нарастания давления в цилиндре, пропорционально чему уменьшается шум работы двигателя.

Оптимальная величина пилотной порции топлива колеблется в пределах 1...5 % цикловой подачи, а угол опережения ее впрыскивания от основной порции составляет 15...30 град. п.к.в. [2].

Целью настоящей работы является оценка эффективности внедрения двухступенчатого впрыскивания для получения двухстадийного сгорания в автотракторном дизеле на примере двигателя 4ЧН12/14. При этом исследовалось влияние величины пилотной порции топлива и углов опережения впрыскивания основной и пилотной порций на индикаторный КПД цикла, скорость нарастания давления, максимальное давление цикла, а также на величину максимального КПД цикла, связанного с законом подвода теплоты [6].

Исследование выполнено расчетно-экспериментальным методом – синтезом части опытной индикаторной диаграммы.

Синтез индикаторной диаграммы

Синтез индикаторной диаграммы основан на математическом моделировании процессов в цилиндре двигателя [3, 4]. При этом основным уравнением является дифференциальное уравнение изменения давления по углу поворота коленчатого вала

$$\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi), \text{ которое может быть получено из уравнения 1-го закона термодинамики}$$

$$dQ = pdV + dU, \quad (1)$$

где dQ – элементарное количество теплоты, подведенной к рабочему телу в цилиндре;

pdV – работа изменения объема;

dU – изменение внутренней энергии.

При этом:

$$dQ = B_c Q_n \frac{dx}{d\varphi} d\varphi - \delta Q_w \quad (2)$$

где B_c – цикловая подача топлива;

Q_n – низшая теплота сгорания;

$\frac{dx}{d\varphi}$ – скорость сгорания топлива;

$d\varphi = 6 \cdot n \cdot d\tau$ – приращение угла поворота коленчатого вала за время $d\tau$.

δQ_w – элементарное количество теплоты, отведенное от рабочего тела в стенки цилиндра:

$$\delta Q_w = \alpha_T F(T - T_{cm})d\tau, \quad (3)$$

где α_T – коэффициент теплоотдачи (в работе определялся по формуле Эйхельберга [5]);

F – внутренняя поверхность цилиндра;

$T - T_{cm}$ – перепад температур между рабочим телом и стенкой цилиндра;

$$dU = d(MmC_{vm}T) = d(mC_{vm}pV)/8314 \quad (4)$$

где mC_{vm} , p и V соответственно средняя теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме, его давление и объем цилиндра.

После преобразования уравнения (1) с учетом (2), (3) и (4) получаем расчетное уравнение:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{8314}{mC_{Vm}V} \left(\frac{dx}{d\varphi} B_c Q_u - \delta Q_u \right) - \frac{p}{mC_{Vm}} \left(\frac{dmC_{Vm}}{d\varphi} + \frac{mC_{Vm} + 8,314}{V} \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (5)$$

При решении данного уравнения принимались следующие допущения:

1. Состав рабочего тела на участке сгорания соответствует составу продуктов сгорания. Следовательно, теплоемкость рабочего тела зависит только от температуры.

2. Скорость сгорания $\frac{dx}{d\varphi}$ задана в виде суммы известных выражений Вибе, описывающих сгорание пилотной и основной порции топлива [3]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \left[m_1 \frac{x_1}{\bar{\varphi}_1^{m_1}} e^{-6,908 \bar{\varphi}_1^{m_1+1}} + m_2 \frac{1-x_1}{\bar{\varphi}_2^{m_2}} e^{-6,908 \bar{\varphi}_2^{m_2+1}} \right], \quad (6)$$

где m_1, m_2 – показатели динамики сгорания,

$\bar{\varphi}_{z1}, \bar{\varphi}_{z2}$ и $\bar{\varphi}_1, \bar{\varphi}_2$ – соответственно продолжительность сгорания и относительная текущая продолжительность сгорания пилотной и основной порции топлива;

x_1 – относительная величина пилотной порции топлива.

Параметры работы двигателя и исследуемые режимы

Экспериментальное исследование дизеля 4ЧН12/14 проведено для трех режимов работы. Эксперимент был проведен на кафедре двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» с применением универсального автоматизированного комплекса, обеспечивающего индикацию цилиндра [7]. Основные показатели работы двигателя на исследуемых режимах, полученные путем обработки экспериментальных данных, приведены в табл. 1. В данном экспе-

рименте имело место штатное, одностадийное сгорание топлива в цилиндре.

Таблица 1. Показатели работы дизеля 4ЧН12/14

№ режима	n	p_e	η_i	p_z	$(dp/d\varphi)_{max}$	η_{max}
	мин ⁻¹	МПа	%	МПа	МПа/град.	%
1	2000	0,93	49,5	10,3	0,34	79,4
2	1500	1,09	47,1	10,7	0,40	81,0
3	1000	0,41	46,0	6,5	0,86	77,0

Исходные данные и начальные условия

При проведении расчетного исследования было принято, что имеющее место изменение индикаторных показателей не влияет на параметры работы турбокомпрессора и регулятора ТНВД, а значит при варьировании $x_1, \varphi_{n2}, (\varphi_{n2} - \varphi_{n1})$ сохраняется постоянным расход воздуха и топлива ($G_s - const$ и $G_m - const$).

Необходимые данные для синтеза индикаторных диаграмм на исследуемых режимах приведены в табл. 2.

Таблица 2. Исходные данные для синтеза

№ режима	n	G_m	G_s	L_{i0}	p_0
	мин ⁻¹	кг/ч	кг/ч	Дж	МПа
1	2000	21,6	725	-1200	4,50
2	1500	17,1	463	-1060	3,83
3	1000	5,5	206	-590	2,16

Кроме того, двигатель имеет следующие конструктивные параметры: диаметр цилиндра $D=0,12$ м, ход поршня $S=0,14$ м, степень сжатия $\varepsilon=15,5$, кинематический параметр КШМ $\lambda=0,28$.

Начальными условиями при интегрировании уравнения (5) приняты давление в цилиндре p_0 и часть индикаторной работы L_{i0} , достигнутые к моменту угла поворота коленчатого вала $\varphi_0 = 340$ град. п.к.в. При этом p_0 и L_{i0} взяты из экспериментальных индикаторных диаграмм (см. табл. 2). Исходя из утверждения, приведенного выше, считаем, что изменение индикаторных показателей в ходе исследования не влияет на начальные условия.

Изложенная методика решена с помощью ма-

тематического пакета моделирования MATLAB/Simulink 6.5. Интегрирование выполнялось с шагом по углу поворота коленчатого вала – 0,5 град.

ленных параметров приведены в табл. 3, результаты проверочных расчетов – в табл. 4 и на рис. 1–3.

Таблица 3. Параметры идентификации модели

№ режима	параметры				x_1	$(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$
	m_1	m_2	φ_{z1}	φ_{z2}		
1	2,5	0,5	8,5°	60°	0,1	6°
2	3	0,5	9°	56°	0,1	6,5°
3	3	0,5	7°	52°	0,41	3,5°

Идентификация модели

Идентификация полученной модели заключалась в подборе показателей динамики сгорания m_1 , m_2 , продолжительности сгорания φ_{z1} , φ_{z2} , относительной величины x_1 , угла $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$ для уравнения скорости сгорания (6). Выбранные значения перечис-

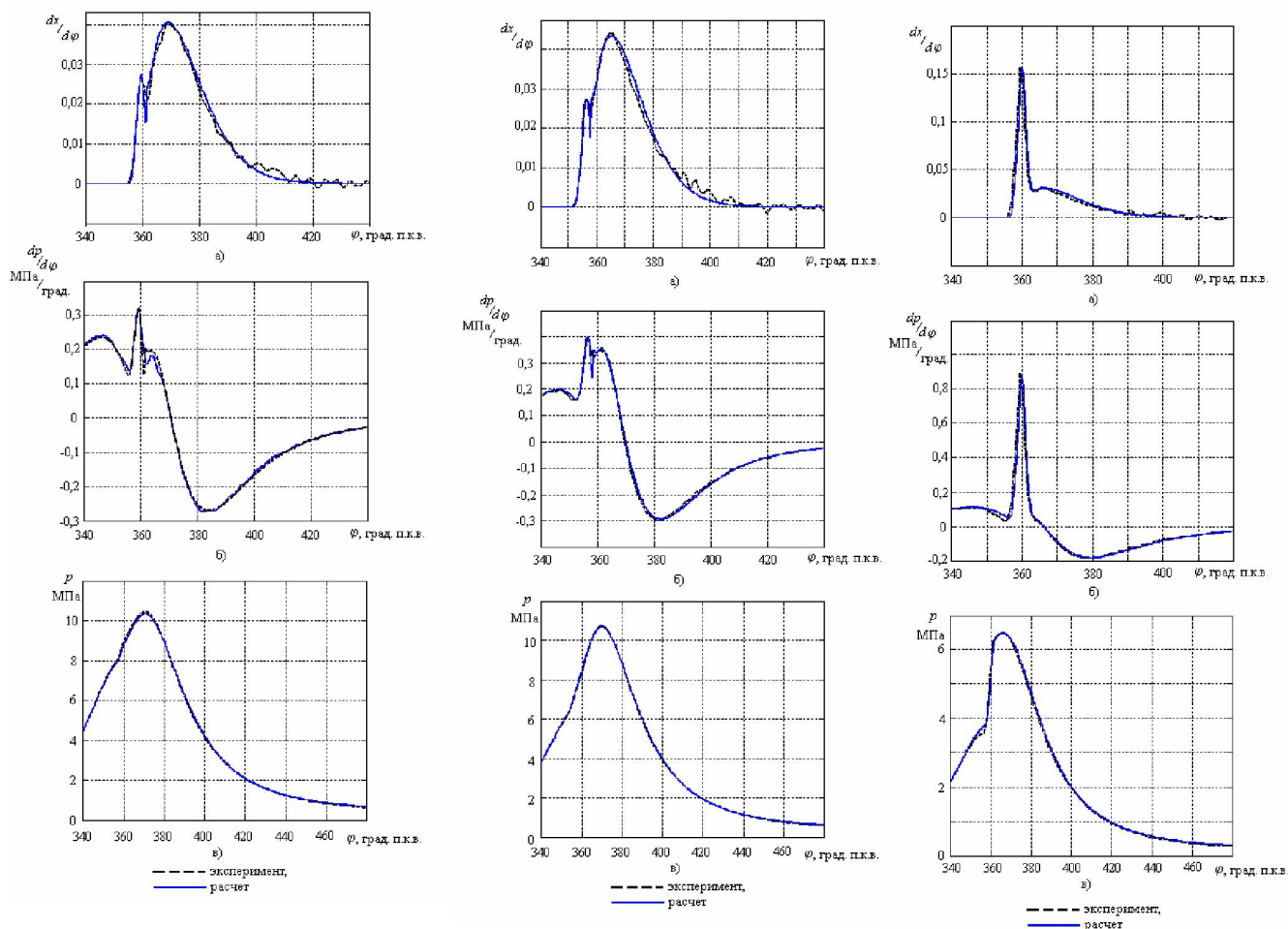


Рис. 1. Результаты идентификации, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,93 \text{ МПа}$:

- а) – закон сгорания топлива;
- б) – скорость нарастания давления;
- в) – индикаторная диаграмма

Рис. 2. Результаты идентификации, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,09 \text{ МПа}$:

- а) – закон сгорания топлива;
- б) – скорость нарастания давления;
- в) – индикаторная диаграмма

Рис. 3. Результаты идентификации, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,41 \text{ МПа}$:

- а) – закон сгорания топлива;
- б) – скорость нарастания давления;
- в) – индикаторная диаграмма

Как видно из табл. 4 и рисунков, погрешность расчета индикаторных показателей при синтезе индикаторной диаграммы не превышает 5 % по сравне-

нию с показателями, полученными путем анализа экспериментальных индикаторных диаграмм.

Таблица 4. Результаты идентификации модели

№ режима	Параметр	Значение	
		расчетное	экспериментальное
1	η_i	49,6 %	49,5 %
	p_z	10,3 МПа	10,3 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,32 МПа/град.	0,34 МПа/град.
	η_{max}	79,5 %	79,4 %
2	η_i	47,1 %	47,1 %
	p_z	10,7 МПа	10,7 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,39 МПа/град.	0,40 МПа/град.
	η_{max}	81,1 %	81,0 %
3	η_i	46,2 %	46,0 %
	p_z	6,5 МПа	6,5 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,88 МПа/град.	0,86 МПа/град.
	η_{max}	77,2 %	77,0 %

Условия проведения расчетного исследования

При расчетном исследовании работы двигателя на указанных режимах варьировались следующие параметры, характеризующие закон сгорания топлива: x_1 – относительная величина пилотной порции топлива; $\varphi_{н2}$ – угол начала сгорания основной порции топлива; $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$ – угол опережения воспламе-

нения пилотной порции топлива

Пределы варьирования указанных параметров приведены в табл. 5.

Таблица 5. Пределы изменения варьируемых параметров

Параметр	Пределы варьирования
x_1	0...0,1
$\varphi_{н2}$	340° ... 365° п.к.в.
$(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$	0° ... 20° п.к.в.

В ходе проведения исследования допущено, что изменение варьируемых параметров не приводит к изменению параметров $m_1, m_2, \varphi_{z1}, \varphi_{z2}$.

Анализ результатов исследования и выводы

Результаты расчетного исследования влияния характеристик предварительного сгорания на индикаторные показатели дизеля на номинальном режиме работы приведены на рис. 4. При этом доля пилотной порции топлива составляет $x_1 = 0,1$. На рисунках штатный режим работы обозначен т. «А».

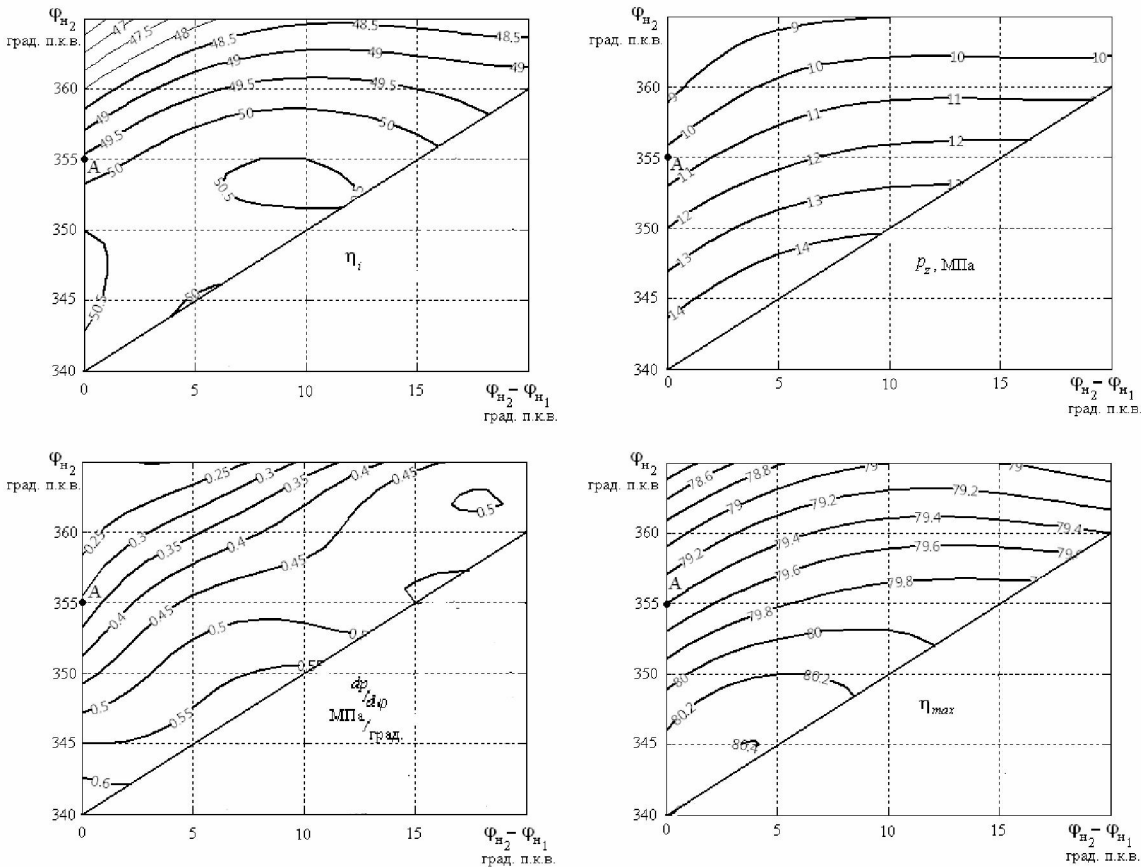


Рис. 4. Результаты исследования: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}, p_e = 0,93 \text{ МПа}$

Как видно из рис. 4, введение предварительного сгорания при неизменном моменте воспламенения основной порции топлива приводит к увеличению индикаторного η_i и максимального η_{max} КПД цикла, но при этом значительно возрастает максимальное давление цикла p_z и максимальная скорость нарастания давления $(dp/d\varphi)_{max}$, что приводит к увеличению шумности работы двигателя. Однако, существует возможность приблизить к ВМТ начало воспламенения основной порции топлива без ухудшения η_i , η_{max} и значительного повышения p_z и $(dp/d\varphi)_{max}$ при создании предварительного сгорания за 10 град. п.к.в. до основного. Например, при $\varphi_{н2}=360$ град. п.к.в. и $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1}) = 10$ град. п.к.в. возможно получить $\eta_i = 49,8 \%$, $\eta_{max} = 79,5 \%$ при $p_z = 10,7$ МПа и $(dp/d\varphi)_{max} = 0,45$ МПа/град. (см. для сравнения табл. 4).

Большого эффекта можно добиться при уменьшении пилотной порции до $x_1 = 0,03$. Результаты такого исследования представлены на рис. 5. Характер и величина изменения p_z и η_{max} при этом остаются примерно такими, как показано на рис. 4. Видно, что при $\varphi_{н2} = 360$ град. п.к.в. и $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1}) = 12$ град. п.к.в. достигается $\eta_i = 49,6 \%$, $\eta_{max} = 79,4 \%$ при $p_z = 10,3$ МПа и $(dp/d\varphi)_{max} = 0,28$ МПа/град. Индикаторная диаграмма, а также изменение $\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi)$ и $\frac{dx}{d\varphi} = f(\varphi)$ при таких параметрах представлены на рис.6.

По оценке [1], уменьшение $(dp/d\varphi)_{max}$ от 0,32 МПа/град. до 0,28 МПа/град. приводит к уменьшению шума работы дизеля на 4...5 ДБа.

Результаты исследования для режима максимального крутящего момента представлены на рис.7. Точка «Б» - штатный режим. Из рисунка видно, что введение предварительного сгорания за 12 град. п.к.в. до основного и смещение начала основного в 360 град. п.к.в. позволит уменьшить $(dp/d\varphi)_{max}$ до 0,35 МПа/град. при сохранении уровня $\eta_i \approx 47 \%$ на этом режиме работы двигателя.

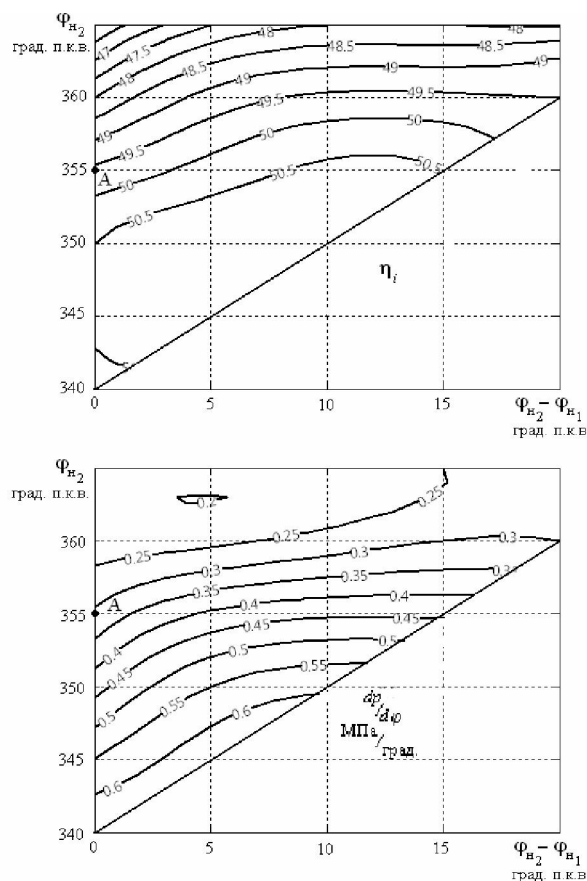


Рис. 5. Результаты исследования: $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 1,09 \text{ МПа}$

Наибольшая эффективность по снижению $(dp/d\varphi)_{max}$ и шума работы двигателя достигается на режимах частичных нагрузок и малых частот вращения коленчатого вала. Пример расчетов для такого режима ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,41 \text{ МПа}$) представлен на рис. 8.

Как известно, сгорание на частичных режимах характерно тем, что в результате сравнительно невысоких давлений и температур в цилиндре в конце такта сжатия значительно увеличивается период задержки воспламенения и, как следствие, количество топлива, испарившегося за этот период. Практически все это испарившееся топливо выгорает объемно (первоначальная вспышка), что приводит к высоким значениям скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{max}$. Введение предварительного сгорания позволяет уменьшить период задержки воспламенения основ-

ной порции топлива (а, возможно, и выступить в качестве ее воспламенителя). Как видно из рис. 8, такое мероприятие – введение предварительного сгорания 5 % цикловой подачи – позволяет втрое уменьшить $(dp/d\varphi)_{max}$ цикла (от 0,86 МПа/град. до 0,25 МПа/град.) при сохранении уровня η_i и η_{max} и уменьшении p_z (от 6,5МПа до 6,2 МПа).

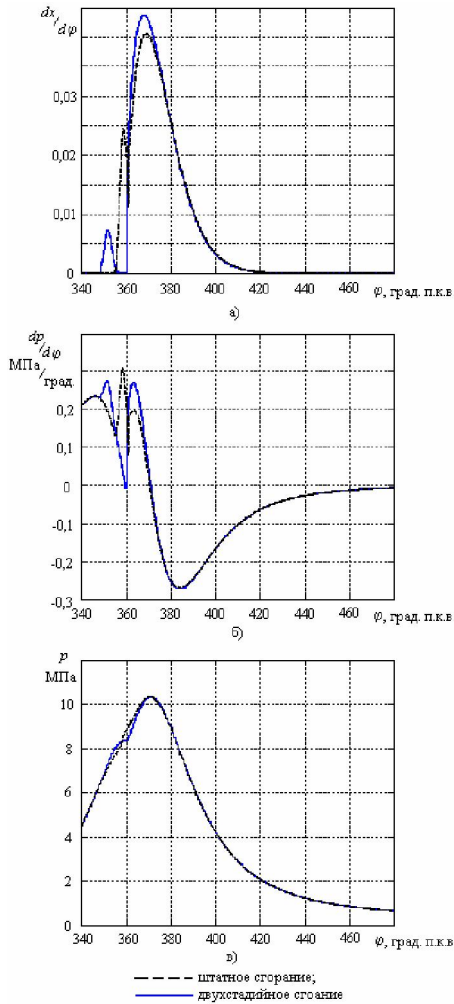


Рис. 6. Результаты исследования, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,93 \text{ МПа}$: а) – закон сгорания топлива; б) – скорость нарастания давления; в) – индикаторная диаграмма

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Применение предварительного сгорания является одним из путей повышения индикаторного КПД автотракторного дизеля.

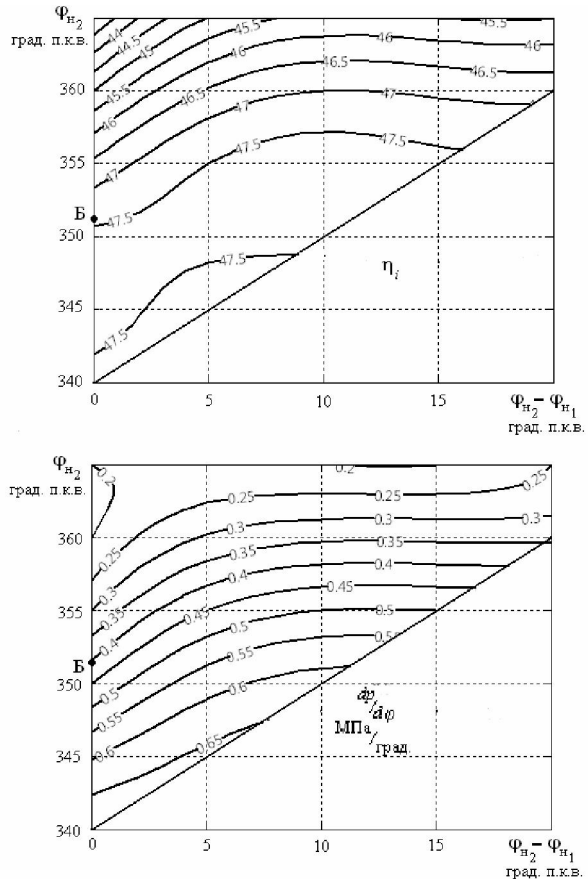


Рис. 7. Результаты исследования: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,41 \text{ МПа}$

2. Применение предварительного сгорания позволяет приблизить к ВМТ и даже удалить за нее начало основного сгорания без значительного ухудшения индикаторного КПД двигателя. В свою очередь, приближение начала воспламенения к ВМТ приводит к уменьшению максимальной скорости нарастания давления, и, как следствие – снижению шума работы двигателя.

3. Рациональная величина пилотной порции топлива, участвующей в предварительном сгорании, составляет 3...5 % от цикловой подачи.

4. Рациональный угол опережения воспламенения пилотной порции топлива – 10...12 град. п.к.в. до воспламенения основной порции.

5. Очевидно, что для повышения индикаторного КПД цикла за счет увеличения η_{max} необходимо увеличивать температуру рабочего тела на участке подвода теплоты (сгорания топлива), например пу-

тем: уменьшения коэффициента избытка воздуха или увеличения степени сжатия.

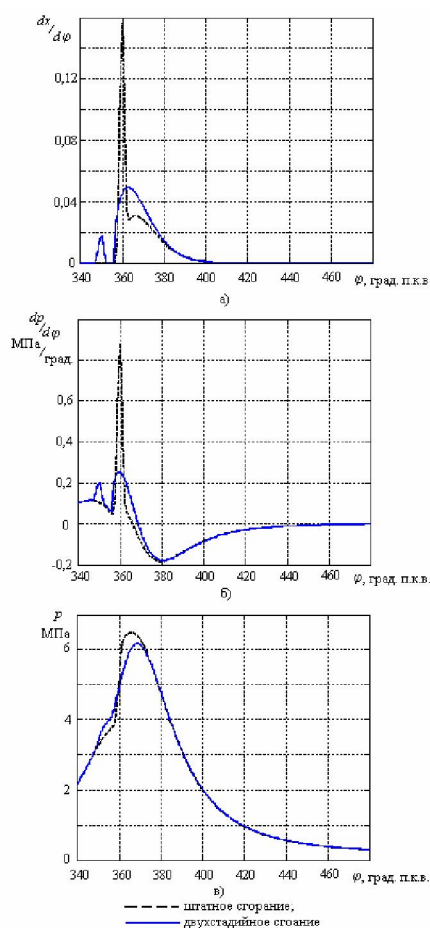


Рис. 8. Результаты исследования, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,41 \text{ МПа}$: а) – закон сгорания топлива; б) – скорость нарастания давления; в) – индикаторная диаграмма

Список литературы:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. – М: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 485 с.
3. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шевцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
4. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Под ред. Р.М. Петриченко. – Л.:Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1990. – 328 с.
5. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-е, 1974. – 552 с.
6. Шокотов Н.К., Марченко А.П. Эксергия и закон подвода теплоты // Двигатели внутреннего сгорания. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Вып. 53 – X.: ХПИ, 1993 С. 3-10.
7. Марченко А. П., Прохоренко А.А., Мешков Д. В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПИ”. – 2006. – С. 119-122.