

## **ФИЗИЧЕСКИЕ КОНЦЕПЦИИ И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ**

**Е.А. Лазарев**

## **PHYSICAL CONCEPTION AND MATHEMATICAL MODELS OF THE FUEL COMBUSTION PROCESS IN THE DIESEL ENGINE**

**E.A. Lazarev**

**Рассмотрены физические концепции и кратко проанализированы математические модели процесса сгорания топлива, используемые при синтезе и анализе рабочего цикла в дизеле. Отмечается, что выделение в процессе сгорания топлива характерных периодов необходимо для изучения особенностей выгорания топлива и прогнозирования его развития во времени. Приведена оригинальная математическая модель процесса сгорания и оценена ее эффективность при синтезе рабочего цикла дизеля.**

*Ключевые слова: процесс сгорания, математическое моделирование, характеристики выгорания топлива сложного вида.*

**The physical conceptions and mathematical models of the fuel combustion process which using for analysis of the diesel working cycle are considered in brief. The selection of characteristic periods in the fuel combustion process is necessary for study of the burn process features and prediction of evaluation of combustion during the working cycle. The original mathematical model with estimation of efficiency is presented with analysis of the diesel working cycle.**

*Keywords: combustion process, mathematical modeling, the complex characteristics of the fuel combustion.*

Сгорание углеводородного топлива осуществляется цепными реакциями. В основе теории цепных реакций лежит положение об активных центрах - свободных радикалах и атомах, взаимодействие которых с молекулой порождает новый свободный радикал, способный возглавить новую цепь. В цилиндре дизеля сгорание топлива определяют процессы гидрогазодинамического характера: испарение, смешение топлива с воздухом и подготовка смеси к воспламенению и окислению, и процесс химического превращения исходных веществ в конечные продукты реакции цепного характера - непосредственно окисление.

Процесс сгорания рассматривается как прерывистое воспламенение объемов свежей смеси при перемешивании с горящей смесью [1], а турбулентное пламя - как распределение объемной пульсирующей реакции. Сложность процесса сгорания обусловлена местной и временной неоднородностями концентраций топлива, свежего воздушного заряда и продуктов сгорания, температур в объеме камеры сгорания, турбулентным характером движения реагентов и молекулярного тепло - и массообмена между отдельными областями.

Известны упрощенные физические модели гомогенного горения: объемного горения с полной однородностью и объемного горения с начальной однородностью. Они позволяют оценить влияние на интенсивность выгорания концентрации, температуры, давления, условий теплообмена, диффузии, турбулентности и теплопроводности заряда.

В процессе видимого сгорания топлива в дизеле можно выделить два периода - начальный и основной, отличающихся механизмом возникновения и распространения пламени. Скорость сгорания смеси в начальном периоде зависит от количества паров топлива, подготовленных к сгоранию, скорости развития предпламенных цепных реакций, количества, масштаба и распределения очагов воспламенения, а также от скорости распространения турбулентного пламени в смеси. Многоочаговый характер воспламенения смеси в дизелях свидетельствует о зависимости скорости сгорания в начальном периоде от подготовленности к воспламенению образующейся смеси вследствие протекания предпламенных химических превращений. Сгорание в начальном периоде

можно с достаточной степенью достоверности характеризовать механизм, лежащим в основе объемной модели гомогенного горения, предполагающей однородность параметров смеси одинакового состава во всем объеме локальной зоны. Модели объемного горения в зонах топливовоздушной смеси без взаимодействия их друг с другом дают удовлетворительное описание сгорания в дизеле в его начальном периоде. На основании закона сохранения массы и энергии, изменения концентрации топлива и состояния смеси установлены факторы, определяющие скорость выгорания в зоне объемного горения [2]. Продолжительность объемного горения с большими скоростями мала и составляет 4...5 град угла ПКВ.

По истечении начального периода происходит выгорание паров топлива, поступающих из локальных зон горения, где скорость сгорания лимитируется процессами испарения, диффузии, турбулентного переноса заряда и скоростью химических превращений неоднородной по составу и температуре смеси. Этот период, наиболее продолжительный в процессе сгорания, - основной период - протекает в условиях увеличивающегося объема цилиндра, как правило, после завершения процесса топливоподачи.

Модели диффузионного горения топливовоздушной смеси в дизеле достаточно полно характеризуют процесс сгорания топлива в основном периоде [3]. Они имеют разновидности: горение предварительно несмешанных газов и горение капель жидкого топлива. Разновидность диффузионного горения - горение несмешанных между собой топлива и окислителя, лимитируемое процессами смешения, достаточно полно исследована для чистого случая ламинарного движения с равной скоростью. Процесс сгорания в дизеле является типичным примером нестационарного турбулентного горения, основная фаза (период) которого определяется в значительной степени крупномасштабной турбулентностью. Другая разновидность диффузионного горения - горение капель жидкого топлива в воздухе - предполагает испарение с их поверхности топлива, пары которого диффундируют в окружающее пространство. Воспламенение и горение наступает в зоне, где соотношение паров и окислителя близко к стехиометрическому составу, и развивается по законам диффузионного горения. Выгорание топлива в зависимости от способа смесеобразования имеет свои особенности для одновременно протекающих капельно-диффузионного горения и горения в виде сплошного диффузионного фронта. Математическая модель с единым фронтом в качестве границы паров топлива в смеси с продуктами сгорания включает критерий характера диффузионного горения.

Анализ физических процессов в камере сгорания позволил разработать принципы обобщенной теории сгорания в дизелях [1], основным положением которой является описание процесса смесеобразования в топливном факеле. Математическое моделирование нестационарного смесеобразования в дизеле требует определения ряда экспериментальных критериев. Физические представления и теория выгорания на базе характеристик смесеобразования позволяют прогнозировать процесс сгорания в дизеле лишь в упрощенных условиях (без изменения объема камеры сгорания).

Протекание процесса сгорания в дизеле, как свидетельствуют физические концепции, складывается из взаимодействия целого ряда физических и химических процессов: процесса впрыскивания топлива и образования смеси, начиная с распределения топливной струи, испарения и смешения, из периода задержки воспламенения и процесса окисления. Процессы в цилиндре в большинстве своем осуществляются одновременно, налагаясь и настолько влияя друг на друга, что достоверное их математическое моделирование с позиции фундаментальных законов до сих пор чрезвычайно затруднительно, а в ряде случаев невозможно. Это затрудняет определение характера и продолжительности выгорания топлива. Можно согласиться с мнением ряда исследователей о том, что возможность достоверного прогноза показателей дизеля на базе теоретических моделей процесса сгорания в достаточной степени еще не достижима.

В связи с трудностями математического моделирования процесса сгорания с позиции фундаментальных законов в теории ДВС распространено описание интегральных и дифференциальных характеристик выгорания топлива простого вида полуэмпирической зависимостью [4]

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

где  $x$  - доля топлива, выгоревшая к моменту времени  $t$ ;  $m$  - показатель характера сгорания;  $t_z$  - условная продолжительность сгорания.

Известен ряд оригинальных зависимостей для описания интегральных и дифференциальных характеристик выгорания топлива сложного вида. Эти зависимости, основанные на принципе

«наложения» различных механизмов выгорания топлива в характерных периодах процесса, предполагают «суммирование» описывающих их уравнений для получения результирующей закономерности  $x = f(t)$  с использованием выражения (1). Физически сложные разделение и оценка различных механизмов выгорания топлива в условиях их взаимодействия отягощают подобные математические модели наличием констант, функций или коэффициентов с неопределенным физическим смыслом. Это ограничивает единый подход к моделированию закономерностей выгорания топлива, поскольку эти модели реализуют лишь формальное свойство зависимости (1), в то время как сущность последней значительно глубже.

Универсальный характер закономерности выгорания топлива (1) позволяет использовать ее для моделирования процесса сгорания сложного вида в «чистом» виде при соответствующих условиях. Кинетические константы  $m$  и  $t_z$  выгорания имеют четкий физический смысл и зависят от физико-химических условий осуществления процесса сгорания в двигателях. Продолжительность сгорания  $t_z$  являясь количественной кинетической константой, определяет время, необходимое для завершения процесса, и его среднюю скорость, равную  $w_{cp} = \frac{1}{t_z}$ . Показатель характера сгорания  $m$ , характеризуя относительную плотность генерации активных центров реакции и являясь качественной кинетической константой, однозначно определяет максимальную отвлеченную скорость сгорания  $w_{o\max}$  и отвлеченное время  $\frac{t_m}{t_z}$  ее достижения.

После замены аргумента  $t$ , с на  $\varphi$ , град угла ПКВ с учетом равенства  $\varphi = 6\pi n t$ , где  $n$ , мин<sup>-1</sup> – частота вращения коленчатого вала дизеля, и двойного логарифмирования зависимость (1) преобразуется в уравнение прямой линии

$$Y = \frac{1}{m+1} X + A, \quad (2)$$

где  $Y = \lg \varphi$ ;  $A = \lg \varphi_z$ ;  $X = \lg [-2,303 \lg (1-x)] - \lg (6,908)$ .

Уравнение (2), представляющее собой интегральную характеристику выгорания в логарифмических координатах, называется логарифмической анаморфозой. По логарифмической анаморфозе экспериментальной характеристики выгорания определяют кинетические константы  $m$  и  $\varphi_z$  процесса сгорания топлива.

В последние годы для расчета тепловыделения в дизелях широко используются математические модели процесса сгорания, разработанные И.И. Вибе [4], Н.Ф. Разлейцевым [5] и Н. Hiroyasu [6]. В известной РК-модели для синтеза и анализа рабочего цикла бензиновых двигателей использована математическая модель выгорания И.И. Вибе, основанная на уравнении (1), а для дизелей – модель Н.Ф. Разлейцева, доработанная А.С. Кулешовым [7, 8], в которой начальный период процесса сгорания рассматривается совместно с процессом впрыскивания топлива. Здесь в дизелях основными факторами, определяющими интенсивность выгорания топлива в начальном периоде, приняты скорости выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения, части паров топлива, диффундирующих от жидкой поверхности к фронту локальных очагов пламени, и скорости догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра дизеля за пределами локальных очагов пламени после начальной вспышки. В математической модели, созданной на основе этих представлений, наличие части паров топлива, находящейся за пределами воспламеняемости, и полнота сгорания топлива во фронте пламени устанавливаются рядом эмпирических коэффициентов. Коэффициенты пропорциональности определяют экспериментально в зависимости от характеристик топлива, типа камеры сгорания, интенсивности вихревого движения воздушного заряда и т.п.

Рассматривая основной период процесса сгорания в дизелях как совокупность периодов развитого горения и догорания, Н.Ф. Разлейцев устанавливает зависимость скорости сгорания от интенсивности процессов диффузии компонентов горючей смеси в зону химических реакций. Им предложено оценивать скорость выгорания на основе законов распространения диффузионного пламени с учетом концентрационной неоднородности заряда и интенсивности турбулентной диффузии. Отмечается возможность формирования математической модели диффузионного горения на основании кинетических соотношений бимолекулярной реакции.

РК-модель учитывает особенности характеристики впрыскивания, тонкость распыливания топлива, ориентацию, динамику развития и взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками камеры сгорания. В модели рассматриваются четыре периода: задержки воспламенения, начальной вспышки, управляемого сгорания и диффузионного горения. Модель разработана на основе общей теории цепных химических реакций сгорания и испарения распыленного жидкого топлива. Математическая модель нуждается в настройке, заключающейся в идентификации эмпирических коэффициентов для различных конструкций и режимов работы дизеля.

Интенсивно развивается новое перспективное направление в математическом моделировании - использование CFD-технологий, при которых определение параметров газа в камере сгорания и цилиндре ДВС осуществляется с учетом теплообмена и сгорания топлива на основе конечно-элементного моделирования пространственного развития топливной струи и течения газа в области сложной формы с подвижными границами [9-11]. Достоверность получаемых полей концентрации и температуры, по которым можно судить о зонах воспламенения, развитии и перемещении фронта пламени в камере сгорания и т.п., зависит от правильности определения граничных условий. Процесс определения граничных условий превращается в самостоятельный расчетный блок, требующий проведения дополнительных, в том числе экспериментальных, исследований с привлечением специально созданных безмоторных и моторных установок. Из-за большого времени счета и трудоемкости подготовки граничных условий применение таких моделей в инженерной практике пока затруднительно [12].

Использование математической модели (1) для описания характеристик выгорания топлива в дизеле сопровождается погрешностями в оценке максимальной относительной скорости сгорания в начальном периоде и продолжительности процесса сгорания. Отличия наблюдаются в оценке долей выгоревшего топлива в периодах процесса, а также тепловых потерь за процесс сгорания в целом. Существенно занижается уровень максимальной быстроты нарастания давления, ускорения переходного процесса от сжатия к сгоранию и максимального давления цикла, т. е. имеет место неточная оценка уровня механической нагруженности дизеля. Неточности в определении температуры газа в цилиндре, достигающие на отдельных участках угла поворота коленчатого вала 12... 15 %, не позволяют с надлежащей полнотой оценить уровень тепловой нагруженности дизеля. Наблюдаются погрешности в индикаторных мощностных (среднего индикаторного давления) и экономических (индикаторного удельного расхода топлива) показателях рабочего цикла дизеля, хотя и меньшего порядка. Критерием возможности использования модели выгорания И.И. Вибе для дизелей является соответствие логарифмической анаморфозы (2) интегральной характеристики выгорания топлива прямой линии. В практике исследования рабочих циклов дизелей наблюдается отличие экспериментальной логарифмической анаморфозы от прямой линии. В этих случаях применять уравнение выгорания (1) ко всему процессу сгорания нельзя, не допуская неточностей в определении характеристик выгорания.

Анализ результатов эксперимента с целью оценки возможности использования уравнения (1) свидетельствует, что соответствие действительной и теоретической характеристик выгорания наиболее полно соблюдается лишь для отдельных периодов процесса сгорания. Логарифмическая анаморфоза в этом случае представляет ломаную линию (рис. 1, б), участки которой отражают выгорание топлива в отдельных периодах. Выделение отдельных участков на логарифмической анаморфозе позволяет установить для каждого периода процесса сгорания свои показатели характера сгорания и условные продолжительности. Математические модели каждого периода с последующей их «стыковкой» на границе периодов составляют математическую модель процесса сгорания в целом. Она основывается на делении процесса сгорания на периоды, соответственно характеру изменения скорости выгорания. За границу между периодами принимается характерная точка на дифференциальной характеристике выгорания, определяемая моментом изменения знака ускорения сгорания топлива, расположенным между экстремумами скорости (рис. 1, а). На схеме процесса выгорания выделены начальный и основной периоды, продолжительность которых, соответственно,  $\varphi_n$  и  $\varphi_o$ . Различие характеров сгорания в периодах (рис. 2, в, г), выражаемое наличием двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания, свидетельствует, что действительная зависимость плотности эффективных центров от времени носит более сложный характер, чем принятый в уравнении (1).

В этой связи для описания интегральных характеристик выгорания топлива сложного вида

используя уравнение (1) в соответствии с традициями научной школы И.И. Вибе и развивая ее, на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ранее [13] предложена система уравнений:

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_{zh}} \right)^{m_h + 1} \right], \text{ при } t_h \geq t > 0, \quad (3)$$

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_o + 1} \right], \text{ при } t_z > t > t_h, \quad (4)$$

где  $m_h$   $m_o$  - показатели характера сгорания начального и основного периодов процесса;  $t_h$   $t_{zh}$   $t_z$  - соответственно продолжительности начального периода, процесса сгорания в целом, условно протекающего с характером начального периода, и всего процесса сгорания, с.

Смысл величины  $t_{zh}$  заключается в том, что она определяет продолжительность процесса сгорания в случае, если бы он в целом осуществлялся по механизму начального периода. Система уравнений (3) и (4) содержит пять кинетических констант, что безусловно затрудняет ее использование. Сокращение количества констант необходимо для упрощения накопления экспериментального материала по их изменению [14].

В этих целях для упрощения математической модели процесса сгорания, представленной системой уравнений (3) и (4), запишем систему уравнений для момента  $t = t_h$

$$x_h = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t_h}{t_{zh}} \right)^{m_h + 1} \right], \quad (5)$$

$$x_h = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t_h}{t_z} \right)^{m_o + 1} \right]. \quad (6)$$

Решая систему уравнений (5) и (6), получим

$$t_{zh}^{m_h + 1} = t_h^{m_h - m_o} t_z^{m_o + 1}. \quad (7)$$

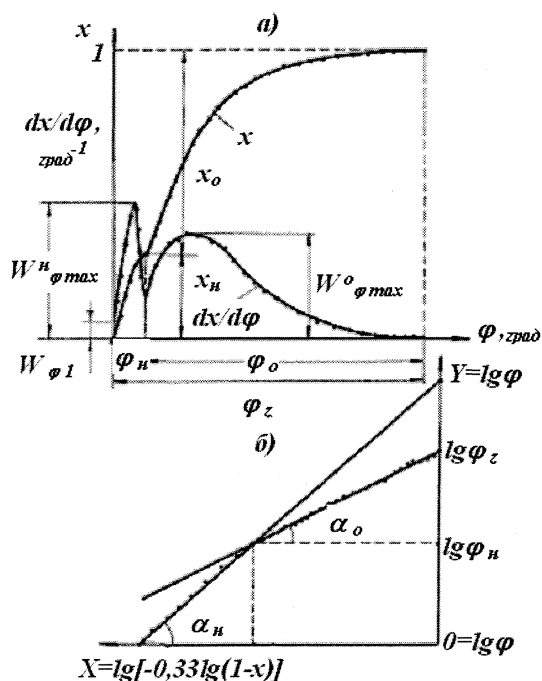


Рис. 1. Расчетные схемы интегральной и дифференциальной характеристик выгорания топлива (а) и логарифмической анаморфозы интегральной характеристики (б) выгорания топлива в дизеле

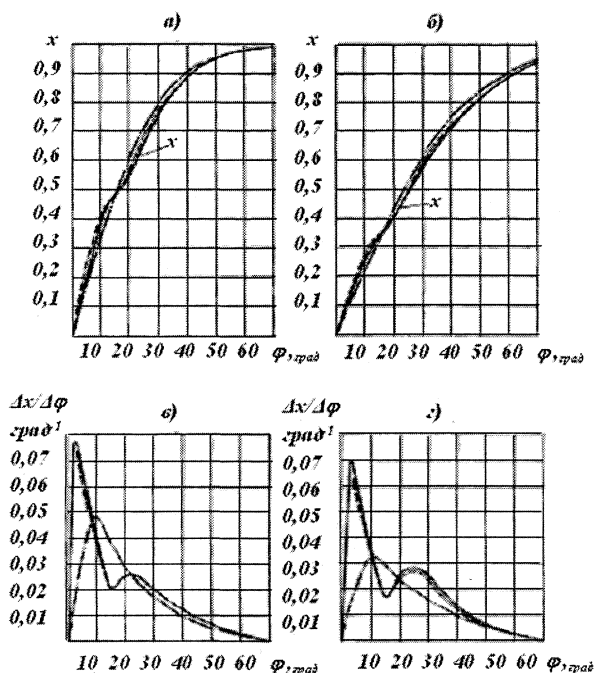


Рис. 2. Интегральные (а, б) и дифференциальные (в, г) характеристики выгорания топлива: а, в – 14 14,5/20,5; б, г – 14Н 15/16. — опытные, с использованием уравнений (1) - - - и (8) - - -

Учитывая (7) в уравнении (3) системы, получим интегральную характеристику выгорания

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_0 + 1} \right], \quad (8)$$

при  $t > t_H$ ,  $m_H = m_0$ .

Зависимость (8) позволяет моделировать выгорание топлива в начальном и основном периодах процесса сгорания (рис. 2, а, б). Продолжительность начального периода  $t_H$  в большинстве случаев относительно мала и может быть в первом приближении принята условно постоянной величиной. В отличие от системы уравнений (3) и (4) зависимость (8) удобна тем, что для моделирования фактически используются лишь три кинетические константы:  $w_0$ ,  $m_H$  и  $t_z$ .

Дифференцируя (8) по времени, получим уравнение удельной скорости сгорания  $w$ ,  $c^{-1}$ :

$$w = \frac{dx}{dt} = 6,908 \frac{m_H + 1}{t_z} \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_0} \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_0 + 1} \right], \quad (9)$$

при  $t > t_H$ ,  $m_H = m_0$ .

Для выявления характера развития процесса сгорания удобно пользоваться отвлеченной скоростью сгорания:

$$w_0 = \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = 6,908 (m_H + 1) \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_0} \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H - m_0} \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m_0 + 1} \right], \quad (10)$$

при  $t > t_H$ ,  $m_H = m_0$ .

Продифференцировав уравнение (10), получим уравнение отвлеченного ускорения сгорания

$$j_0 = \frac{t_z}{t_H} \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} \left[ m_H \frac{t_H}{t} - 6,908 \left( \frac{t_H}{t_z} \right)^{m_0 + 1} \left( \frac{t}{t_H} \right)^{m_H} (m_H + 1) \right], \quad (11)$$

при  $t > t_H$ ,  $m_H = m_0$ .

Приравняв уравнение (11) к нулю, после преобразований получим уравнение максимальной отвлеченной скорости сгорания в начальном периоде

$$w_{0\max} = 6,908 (m_H + 1) \left[ \frac{m_H}{6,908 (m_H + 1) e} \right]^{\frac{m_H}{m_H + 1}} \left( \frac{t_H}{t_z} \right)^{\frac{m_0 - m_H}{m_H + 1}}, \quad (12)$$

для максимальной отвлеченной скорости в основном периоде нужно принять  $m_H = m_0$ .

Соответствие опытных и расчетных показателей рабочего цикла, как критерий достоверности математической модели процесса сгорания, оценивалось на примере дизелей, отличающихся размерностью, быстроходностью, типом охлаждения и уровнем форсирования (табл. 1).

Несоответствие экспериментальных и расчетных характеристик выгорания (рис. 2, б, г и 3, б) приводит к расхождению в значениях давлений и температур газа (рис. 3, а). Экспериментальные значения максимальной быстроты нарастания давления и ускорения переходного процесса от сжатия к сгоранию превышает ее расчетное значение почти в 2 раза, поскольку расчетная максимальная скорость сгорания на 48...56 % меньше экспериментальных значений (рис. 2, в, г).

Математическая модель выгорания топлива, разработанная автором и характеризующаяся уравнением (8), позволяет повысить точность описания характеристик выгорания сложного вида в дизелях (рис. 2, а, б). Она повышает достоверность определения показателей тепломеханической нагруженности и оценки влияния интенсивности выгорания топлива в отдельных периодах на индикаторные показатели рабочего цикла дизеля. Уравнение (8) характеристики выгорания сложного вида является дальнейшим развитием закономерности выгорания топлива Вибе И.И. Так при одинаковых значениях показателей характера сгорания в отдельных периодах процесса, т. е. при  $m_H = m_0$ , уравнение (8) обращается в известную закономерность (1).

Таблица 1

Сравнительная оценка параметров процесса сгорания и показателей рабочего цикла дизелей при различных способах математического моделирования выгорания топлива

№ пп	Параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла дизеля	Обозначение	Размерность	Дизель 4Ч 14,5/20,5			Дизель 8ЧН 15/16		
				Опыт	Расчет с использованием		Опыт	Расчет с использованием	
					уравнения (1)	уравнения (8)		уравнения (1)	уравнения (8)
1	Среднее индикаторное давление цикла	$P_i$	МПа	0,848	0,905	0,875	0,997	0,949	0,958
2	Максимальное давление цикла	$P_{max}$	МПа	6,676	6,692	6,670	8,147	8,041	8,070
3	Максимальная температура цикла	$T_{max}$	К	1874	1926	1886	1737	1758	1752
4	Максимальная быстрота нарастания давления	$(\Delta p/\Delta \alpha)_{max}$	$\frac{МПа}{град}$	0,588	0,370	0,581	0,645	0,321	0,642
5	Макс. относит. скорость в начальном периоде	$(\Delta x/\Delta \alpha)_{n\ max}$	$град^{-1}$	0,078	0,040	0,079	0,0715	0,0302	0,0713
6	Макс. относит. скорость в основном периоде	$(\Delta x/\Delta \alpha)_{o\ max}$	$град^{-1}$	0,0265	—	0,0260	0,0295	—	0,0275
7	Ускорение переходного процесса к сгоранию	$j_p$	$\frac{МПа}{град^2}$	0,424	0,200	0,420	0,350	0,150	0,342
8	Продолжительность процесса сгорания	$\varphi_z$	град ПКВ	80,00	91,57	79,43	131,80	143,30	131,80
9	Индикаторный удельный расход топлива	$g_i$	$\frac{г}{кВтч}$	190,00	185,00	187,00	185,14	186,00	185,40
10	Показатель характера начального периода	$m_n$	—	−0,27	—	−0,27	−0,48	—	−0,48
11	Показатель характера основного периода	$m_o$	—	0,38	0,11	0,38	0,20	0,13	0,20

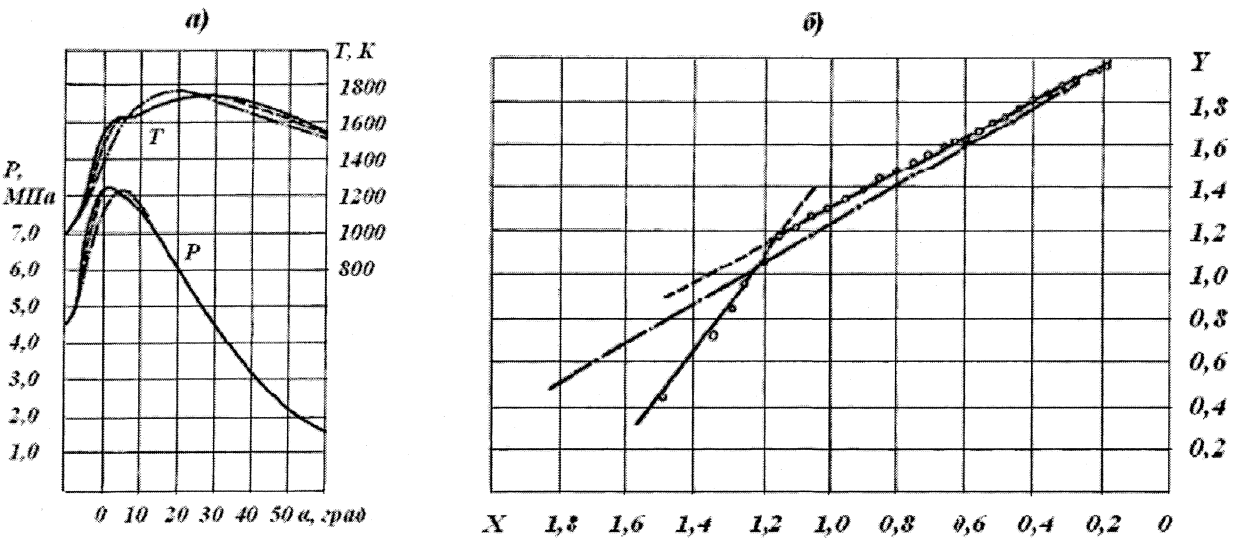


Рис. 3. Индикаторные диаграммы давления, температуры газа (а) и логарифмические анаморфозы (б) интегральных характеристик выгорания в дизеле 1ЧН 15/16. — опытные, с использованием уравнений (1) - - - и (8) ---

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 гг.».

**Литература**

1. Свиридов, Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях / Ю.Б. Свиридов. - Л.: Машиностроение, 1972. - 222 с.
2. Алексеев, В.П. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС / В.П. Алексеев, Д.Н. Вырубов. - М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1977. - 84 с.
3. Алексеев, В.П. Расчетное и экспериментальное определение характеристики сгорания топлива в дизеле / В.П. Алексеев, А.М. Приходько // Изв. вузов. Серия «Машиностроение», 1976. - №4.-С. 95-98.
4. Vibe, I.I. *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verhrennungsmotoren* / I.I. Vibe. -Berlin: VEB Verlag Technik, 1970.-286 s.
5. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях/Н.Ф. Разлейцев-Харьков: Вища школа, 1980- 169 с.
6. Hiroyasu, H. *Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions* / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Aral — Paper 214-12, Bull. JSME. - 1983. - V 26, № 214. - P. 576-583.
7. Кулешов, А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач /А.С Кулешов. -М.: МГТУим. Н.Э.Баумана, 2004.- 123 с.
8. Kuleshov, A.S. *Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection* /A.S. Kuleshov. - SAE Paper № 1006-01-1385, 2006.
9. Tatschl, R. *Multidimensional Simulation of Spray Combustion and Pollutant Formation in a Medium Speed Marine Diesel Engine* / R. Tatschl, H. Riediger, M. Bogensperger. - World Automotive Congress. -FISITA, 1998. -P. 13-26.
10. Tatschl, R. *CFD in IC-Engine Spray and Combustion Simulation-Current Status and Future Development* /R. Tatschl, E. V. Berg, M. Bogensperger et al. - Fifth World Congress on Computational Mechanics. -Vienna, 2002. - P. 1-20.
11. Wieser, K.J. *3D-CFD Diesel Combustion and accurate Heat Trasfer Modeling for Diesel Engines* /K.J. Wieser, A.O. Ennemoser. — Conference on Thermo-and Fluid-Dynamic Process in Diesel Engine. - Thiesel, 2002. -P. 1-10.
12. Иващенко, Н. А. Математическое моделирование процессов в ДВС/Н.А. Иващенко, А.С. Кулешов // Турбонаддув автомобильных и тракторных двигателей: материалы науч.-техн. конф., 24-25 июня 2009. - Протвино, 2009. - С. 5-8.
13. Лазарев, Е.А. О моделировании процесса сгорания в дизелях / Е.А. Лазарев, А.П. Ставров, Б.Л. Арав //Автомобили, тракторы и двигатели: тр. ЧПИ. - Челябинск: ЧПИ, 1973.-№ 131. - С. 112-121.
14. Вибе, И.И. Кметодике исследования рабочего цикла дизеля с разделенным впрыском топлива / И.И. Вибе, Е.А. Лазарев, А.Н. Лаврик// Автомобили, тракторы и двигатели: тр. ЧПИ. - Челябинск: ЧПИ, 1971. -№ 87. - С. 72-77.

**Поступила в редакцию 20 января 2010 г.**

**Лазарев Евгений Анатольевич.** Доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - совершенствование рабочего процесса топливной аппаратуры дизелей.

**Evgeniy A. Lazarev.** The doctor of engineering science, professor of chair «Internal combustion engines» of the South Ural State University. The area of scientific interests - perfection of working process of fuel equipment of diesel engines.