

2. Kulchitsky, A.R. Study of the processes of formation and development of methods for reducing emissions of harmful substances with exhaust gases of diesel engines of off-road vehicles [Text]: Abstract of thesis. dis. ... Dr. of tech. Sciences: 05.04.02 / Kulchitsky Alexey Removich. - Vladimir, 2006. - 35 p.
3. Particle Formation and Models in Internal Combustion Engines [Text] / David Kittelson, Markus Kraft // Cambridge Center for Computational Chemical Engineering. - 2014. - 39 p.
4. Likhanov, V.A. Combustion and soot formation in the gas-diesel cylinder [Text] / V.A. Likhanov. - Kirov: NIISH of the North-East, 2000. - 104 p.
5. Baturin, S.A. Physical bases and mathematical modeling of processes of soot emission and thermal radiation in diesel engines [Text]: dis .... cand. ... Dr. tech. Sciences: 05.04.02 / Baturin Sergey Anufrievich. - L., 1982. - 441 p.
6. Khan, I.M. Formation and combustion of carbon in a diesel engine [Text] / I.M. Khan // Inst. Mech. Eng. Proc. - 1969. - V. 184. -. Pp. 36-43.
7. Assad, M.S. Products of combustion of liquid and gaseous fuels: formation, calculation, experiment [Text] / M.S. Assad, O.G. Pennyazkov. - Minsk: Belarusian Science, 2010. – 305p. - ISBN 978-985-08-1143-1.

### **Information about authors**

1. **Likhanov Vitaly Anatolievich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vyatka State Agricultural Academy, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133;
2. **Kozlov Andrey Nikolaevich**, Assistant of the Department of Thermal Engines, Cars and Tractors, Vyatka State Agricultural Academy, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133; e-mail: dnka59@mail.ru; tel. 8-909-131-94-39;
3. **Araslanov Marat Ildarovich** - Assistant of the Department of Thermal Engines, Cars and Tractors, Vyatka State Agricultural Academy, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133.

УДК 621.436

## **ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДВОДА ТЕПЛА ПО ФАЗАМ СГОРАНИЯ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ**

**В.А. Лиханов, А.Н. Козлов, М.И. Арасланов**

*Вятская государственная сельскохозяйственная академия  
610017, Киров, Российская Федерация*

**Аннотация.** Характеристика активного тепловыделения – основа теплового процесса, конечным полезным результатом которого является индикаторная работа цикла. Количество и динамика подвода тепла к рабочему телу, описываемые при характеристике активного тепловыделения, определяют основные показатели и параметры рабочего цикла. Выявление качественной связи между динамикой тепловыделения и характеристиками работы дизеля позволяет определять пути оптимизации закона топливоподачи, совершенствования состава топлива, внесения изменений в конструкцию камеры сгорания дизеля, процесс смесеобразования и др. В данной статье рассмотрено влияние динамики тепловыделения в различных фазах сгорания на индикаторные показатели работы двигателя. Учитывалась возможность изменения скорости сгорания топлива в период гомогенного горения, что характерно для работы дизеля с ранним установочным углом опережения подачи топлива, при этом длительность периода и смещение его относительно верхней мертвой точки не учитывалась. Одновременно с ростом количества тепла, подводимого в период кинетического горения, уменьшалась скорость тепловыделения на поздних стадиях диффузионного горения и догорания топлива в цилиндре. Приведены расчетные значения осредненной температуры и давления рабочего тела в зависимости от угла поворота коленчатого вала при модифицированных законах подвода тепла. В заключение предложены пути оптимизации способов сгорания в дизеле для повышения индикаторной работы цикла.

**Ключевые слова:** дизель, сгорание, характеристика тепловыделения, работа цикла.

**Введение.** Характеристика активного тепловыделения представляет конечное проявление сгорания и теплопередачи. В связи с этим вытекает необходимость изучения тепловыделения с разных сторон. Во-первых, исследуются связи между сгоранием и тепловыделением, во-вторых, – между тепловыделением и параметрами индикаторного процесса. Именно такая схема наиболее плодотворна при исследовании влияния процесса сгорания на рабочий процесс [1].

Несмотря на общепризнанность существенного влияния сгорания на работу современных быстроходных форсированных двигателей, конкретные связи между параметрами процесса сгорания и показателями рабочего процесса остаются не выявленными.

Влияние сгорания в первую очередь отражается на характеристике тепловыделения, а протекание последней определяет параметры и показатели рабочего процесса. Следовательно, установив связи между сгоранием и тепловыделением, а также между тепловыделением и индикаторными показателями, можно проследить влияние сгорания на рабочий процесс.

Целью данного исследования является выявление связи между динамикой тепловыделения и индикаторными показателями работы дизеля и определение путей оптимизации подвода тепла к рабочему телу с точки зрения повышения индикаторной работы цикла.

**Материалы и методы.** В соответствии с методикой ЦНИДИ давление и осредненную температуру газов в цилиндре по характеристике тепловыделения можно определить по дифференциальному уравнению [3]:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{\frac{d\chi}{d\varphi} \cdot Q_H + C_i \cdot 0,7 \cdot T + 182 \cdot q - C \cdot a_5 + a_4 \cdot P \cdot b + \left(\frac{dQ}{d\varphi}\right)}{C_i \cdot a_1 \cdot \varepsilon}, \quad (1)$$

где  $Q_H$  – низшая теплота сгорания;

$C_i$  – теплоемкость рабочего тела;

$T$  – осредненная температура в цилиндре;

$q$  – цикловая подача топлива;

$dQ/d\varphi$  – скорость отвода тепла;

$a_1, a_4, a_5, b, \varepsilon$  – конструктивные параметры двигателя.

При этом функции давления и температуры газов в цилиндре между собой связаны уравнением:

$$T = \frac{P \cdot \varepsilon \cdot T_a}{P_a \cdot \varepsilon_a}, \quad (2)$$

где  $P_a$  и  $T_a$  – давление и температура в конце впуска;

$\varepsilon_a$  – степень сжатия в конце впуска.

Работа газов внутри цилиндра определяется расчетом полезной площади индикаторной диаграммы в (P-V) в координатах [2]:

$$L_i = \oint P dV \quad (3)$$

где  $P$  – давление газов в цилиндре;

$V$  – текущий объем цилиндра.

Объем цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала изменяется по закону [3]:

$$V(\varphi) = V_{BMT} + \frac{V_h}{2} \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (4)$$

где  $\varphi$  – текущий угол поворота коленчатого вала дизеля;

$V_{BMT}$  – объем камеры сгорания при  $\varphi = 0$ ;

$V_h$  – рабочий объем цилиндра;

$\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Дифференцируя выражение 2 по углу поворота коленчатого вала, получаем уравнение скорости изменения объема цилиндра:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{V_h}{2} \sin \varphi + \frac{V_h \cdot \lambda}{4} \sin 2\varphi. \quad (5)$$

Если принять как данность, что индикаторная работа соответствует площади, заключенной между линиями сжатия и расширения (рисунок 1), тогда индикаторная работа цикла будет равна:

$$L_i(\varphi) = \frac{V_h}{2} \cdot \int_{-180}^{\varphi} P(\varphi) \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (6)$$

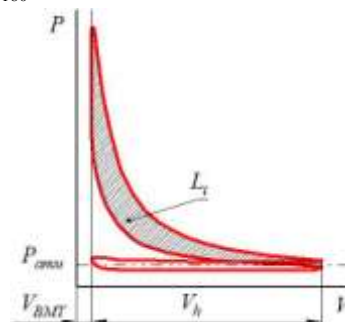


Рис. 1. Индикаторная диаграмма в (P-V) – в координатах.

Количество тепла, введенное в один рабочий цикл, определяется по выражению:

$$Q_{\text{цикл}} = H_u \cdot q, \quad (7)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, 42500 кДж/кг;  
 $q$  – цикловая подача топлива.

Для совершения работы и изменения внутренней энергии газов в цилиндре используется не все количество выделившейся при сгорании топлива тепла, часть его отдается в стенки цилиндра. Таким образом, тепло, выделившееся при сгорании топлива, можно представить в виде суммы:

$$Q_{\text{выд}} = Q_A + Q_W, \quad (8)$$

где  $Q_A$  – характеристика активного тепловыделения;  
 $Q_W$  – отведенное тепло.

Тепло, отведенное через стенки цилиндра, можно определить по дифференциальному уравнению [3]:

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = a_2 + a_3 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{P \cdot T} \cdot (T_W - T), \quad (9)$$

где  $a_2, a_3, \varepsilon$  – конструктивные параметры двигателя;  
 $T$  – индикаторная температура газов в цилиндре, К;  
 $T_W$  – температура стенки цилиндра, К.

$$a_2 = \frac{0,234 \cdot 10^{-4} \cdot C_e \cdot \varepsilon \cdot n^{\frac{1}{3}} \cdot D^2}{n}, \quad (10)$$

где  $C_e$  – коэффициент отвода тепла;  
 $S$  – ход поршня;  
 $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля;  
 $D$  – диаметр поршня.

$$a_3 = \frac{2 \cdot a_2 \cdot S}{\varepsilon_0 - 1 \cdot D}, \quad (11)$$

где  $\varepsilon_0$  – степень сжатия дизеля.

$$\varepsilon = 1 + \left( \frac{\varepsilon_0 - 1}{2} \right) \cdot \left( 1 - \cos \varphi + 0,25 \cdot \frac{S}{L} \cdot \sin^2 \varphi \right), \quad (12)$$

Рассмотрим влияние закона подвода тепла к рабочему телу на индикаторные показатели работы дизеля. Для этого будем варьировать количество тепла, подведенного к рабочему телу в период гомогенного горения, при условии постоянства длительности фаз сгорания и положения первого пика скорости тепловыделения  $dx/d\varphi$  (рисунок 2).

**Результаты исследований и их обсуждение.** По условию задачи цикловая подача топлива, а значит, и подведенное в рабочий цикл тепло остаются постоянными. Следовательно, величина индикаторного КПД будет зависеть только от индикаторной работы газов. Для проведения вычислений и их анализа воспользуемся экспериментальными данными номинального режима работы дизеля 2Ч10,5/12,0. Частота вращения коленчатого вала  $n=1800 \text{ мин}^{-1}$ , часовой расход топлива  $G_m=4,6 \text{ кг/ч}$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,75$  [2].

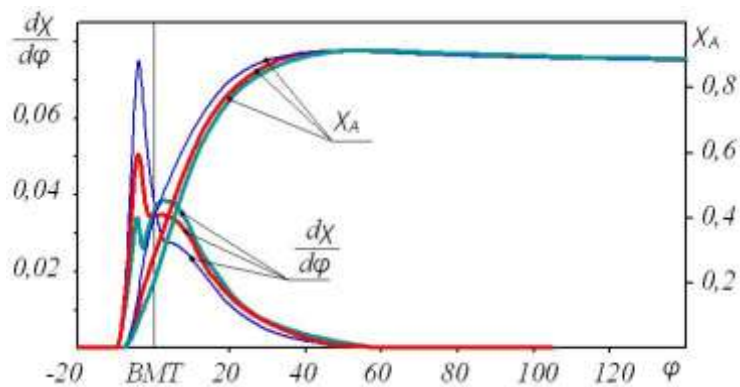


Рис. 2. Характеристики тепловыделения с разными долями подвода тепла в гомогенной и диффузионной фазах сгорания.

Во время подвода тепла при характеристике, близкой к экспериментальной, максимальное давление газов достигается при температуре 7,4 градуса п.к.в. и составляет 7,3 МПа (рисунок 3). Максимальная температура газов составляет 2100 К и достигается при  $\varphi = 18,25$  градусов п.к.в. При открытии выпускного

клапана ( $\varphi = 140$  градусов п.к.в.) температура газов падает до 1085 К. Максимальная жесткость сгорания составляет 0,487 МПа/град при угле 4,37 градусов п.к.в. до ВМТ. Максимальная скорость тепловыделения составляет 0,051 при  $\varphi = 4,125$  градусов п.к.в. до ВМТ, при этом до ВМТ выделяется 29,1 % тепла, до достижения максимального давления – 54,1 %, до достижения максимальной температуры газов – 79,4 %.

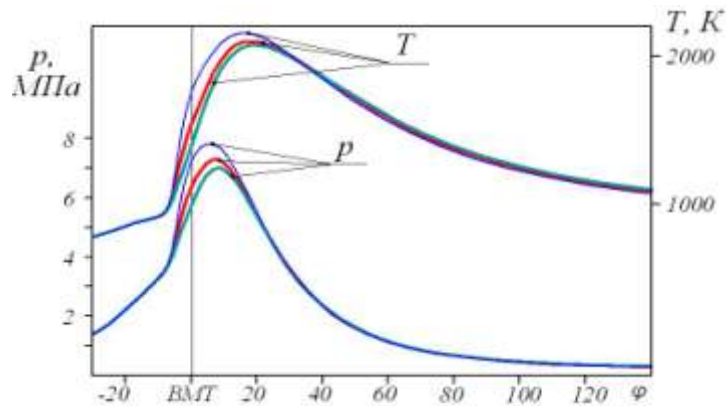


Рис. 3. Температура и давление газов в цилиндре при различных законах тепловыделения.

При искусственном снижении максимальной скорости тепловыделения в фазе кинетического сгорания падает давление и температура газов в цилиндре:  $P_z = 7,02$  МПа ( $\varphi = 8,25$ ),  $T_{max} = 2075$  ( $\varphi = 19,5$ ) К. При этом растет температура газов в момент начала открытия выпускного клапана  $T_{вых} = 1096$  К, падает максимальная скорость роста давления  $(dP/d\varphi)_{max} = 0,354$  МПа/град. До ВМТ выделяется 21,5 % тепла к моменту достижения максимального давления в цилиндре (52,3 %) и максимальной температуры (78,9 %). Максимальная скорость тепловыделения достигается в фазе диффузионного сгорания и составляет 0,039 при  $\varphi = 3,13$  градуса п.к.в. после ВМТ.

При увеличении максимальной скорости тепловыделения в период гомогенного горения смеси до 0,076 резко увеличивается жесткость сгорания  $(dP/d\varphi)_{max} = 0,662$  МПа/град при  $\varphi = 4,125$  градусов п.к.в. до ВМТ. Максимальное давление сгорания увеличивается до 7,83 МПа ( $\varphi = 5,6$ ), максимальная температура цикла – до 2156 К и достигается при  $\varphi = 16,1$  градуса п.к.в. К ВМТ выделяется 40,7 % тепла, к  $\varphi_{Pz}$  57,6 % и к моменту достижения максимальной температуры газов в цилиндре – 80,8 % тепла. При этом температура газов в цилиндре к моменту открытия выпускного клапана падает до 1070 К.

С ростом доли тепловыделения в гомогенной фазе сгорания увеличивается скорость отвода тепла через стенки цилиндра и падает температура отработавших газов. Таким образом, с увеличением скорости тепловыделения на ранних углах п.к.в. уменьшается активное тепловыделение к моменту открытия выпускного клапана. Однако за счет достижения большего давления сгорания суммарная работа цикла растет.

При раннем тепловыделении работа цикла составляет  $L_i = 769$  Дж, среднее индикаторное давление  $p_i = 0,741$  МПа, активное тепловыделение при угле открытия выпускного клапана  $X_A = 0,883$ . При работе дизеля по экспериментальной характеристике тепловыделения  $L_i = 767$  Дж,  $p_i = 0,739$  МПа,  $X_A = 0,886$ . При работе с заниженным значением максимальной скорости тепловыделения в гомогенной фазе  $L_i = 765$  Дж,  $p_i = 0,737$  МПа,  $X_A = 0,887$ . При работе дизеля с увеличенным подводом тепла в гомогенной фазе сгорания индикаторный КПД достигает значения  $\eta_i = 0,425$ . С уменьшением доли тепла, подводимого до ВМТ, значение индикаторного КПД уменьшается, поскольку уменьшается индикаторная работа цикла.

#### Выводы.

Таким образом, максимальный индикаторный КПД достигается при увеличении доли тепла, выделяющейся как можно ближе к ВМТ. Однако чрезмерная скорость тепловыделения до ВМТ увеличивает жесткость сгорания и при ранней инициации сгорания приводит к снижению работы цикла, в том числе за счет уменьшения активного тепловыделения и роста скорости отвода тепла в начальной фазе горения. Следовательно, процесс сгорания в цилиндре дизеля необходимо организовать так, чтобы максимальный подвод тепла осуществлялся в окрестности ВМТ, а процесс сгорания не растягивался по времени и не уходил на линию расширения, при этом скорость тепловыделения в гомогенной фазе не должна приводить к избыточной жесткости сгорания.

#### Литература

1. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б. С. Стечкин и [др]. – Москва : Акад. наук СССР, 1960. – 198 с.
2. Лиханов, В. А. Эффективные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле и рапсовом масле с двойной системой топливоподачи / В. А. Лиханов, А. Н. Козлов, М. И. Арасланов // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 07. – С. 5-7.

3. Фоминых, А. В. Исследование рабочего процесса дизеля 2Ч10,5/12,0 при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла с двойной системой топливоподачи: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Фоминых. – Санкт-Петербург, 2017. – 167 с.

#### Сведения об авторах

1. **Лиханов Виталий Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, Вятская ГСХА, 610017, Киров, Октябрьский проспект, 133;
2. **Козлов Андрей Николаевич**, ассистент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, Вятская ГСХА; 610017, Киров, Октябрьский проспект, 133, e-mail: dnka59@mail.ru, тел. 8-909-131-94-39;
3. **Арасланов Марат Ильдарович**, ассистент кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, Вятская ГСХА, 610017, Киров, Октябрьский проспект, 133.

### INFLUENCE OF DISTRIBUTION OF HEAT SUPPLY BY COMBUSTION PHASES ON INDICATORS OF DIESEL OPERATION

V.A. Likhanov, A.N. Kozlov, M.I. Araslanov  
Vyatka State Agricultural Academy  
610017, Kirov, Russian Federation

**Abstract.** The characteristic of active heat release is the basis of the thermal process, the final useful result of which is the indicator work of the cycle. The quantity and dynamics of heat input to the working gases, described by the characteristic of active heat release, determine the main parameters of the working cycle. Identification of the qualitative relationship between the dynamics of heat release and the characteristics of the diesel engine allows determining the ways of optimizing the fuel supply regime, improving the fuel composition, introducing changes in the design of the diesel combustion chamber, the process of mixture formation, etc. In this article, the influence of the heat release dynamics in different combustion phases on the engine performance indicators is considered. It was taken into account the possibility of changing the combustion rate of fuel during the period of homogeneous combustion, which is typical for the operation of a diesel engine with an early setting angle of fuel injection while the period duration and its displacement relative to the top dead center were not made. Simultaneously with the increase in the amount of heat supplied during the kinetic combustion period, the rate of heat release in the late stages of diffusion combustion and the afterburning of fuel in the cylinder decreased. The calculated values of the average temperature and pressure of the working medium are given, depending on the angle of rotation of the crankshaft under the modified laws of heat release. In conclusion, the ways of optimization of combustion in diesel engine are proposed to increase the indicator work of the cycle.

**Key words:** diesel, combustion, the heat release characteristics, indicator work of the cycle.

#### References

1. Stechkin, B.S. Indicator diagram, dynamics of heat release and operating cycle of a high-speed reciprocating engine [Text] / Acad. Sciences of the USSR. Engine Laboratory; Acad. B. S. Stechkin, K. I. Genkin, V. S. Zolotarevsky, I. V. Skorodinsky; Otv. Ed. acad. BS Stechkin and KI Genkin. - Moscow: Acad. Sciences of the USSR, 1960. - 198 p.
2. Fominykh A.V. Investigation of the working process of the diesel engine 2 × 10.5 / 12.0 when working with methanol and methyl ester of rapeseed oil with a dual fuel supply system [Text]: dis. ... cand. tech. Sciences: 05.04.02 / Fominykh Alexander Valerevich. - St. Petersburg, 2017. - 167 p.
3. Likhanov, V.A. Effective parameters of the diesel engine are 2 × 10.5 / 12.0 when working with ethanol and rapeseed oil with a dual fuel supply system [Text] / V.A. Likhanov, A.N. Kozlov, M.I. Araslanov // Tractors and agricultural machinery. - 2014. - No. 07. - Pp. 5-7.

#### Information about authors

1. **Likhanov Vitaly Anatolievich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vyatka State Agricultural Academy, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133;
2. **Kozlov Andrey Nikolaevich**, Assistant of the Department of Thermal Engines, Cars and Tractors, Vyatka State Agricultural Academy, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133; e-mail: dnka59@mail.ru; tel. 8-909-131-94-39;
3. **Araslanov Marat Ildarovich**, Assistant of the Department of Thermal Engines, Cars and Tractors, Vyatka State Agricultural Academy, Russian Federation, 610017, Kirov, October prospect, 133.