

## **АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПОРШНЕВОГО ДВС С НЕТРАДИЦИОННЫМ ХАРАКТЕРОМ ПОДВОДА ТЕПЛОТЫ**

**С.В. Гусаков, В.Е. Уклеikin**

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей  
Инженерный факультет  
Российский университет дружбы народов  
*Подольское шоссе, 8/5, Москва, Россия, 113093*

Приводится методика анализа рабочего цикла ДВС, построенного с допущениями термодинамического цикла, но с подводом теплоты по закону отличному от традиционных закономерностей. Изложенная методика может быть использована в учебном процессе для специальности «Поршневые и комбинированные ДВС».

**Ключевые слова:** термодинамические циклы, ДВС, подвод теплоты, КПД.

Анализ термодинамических циклов поршневых двигателей без наддува в курсах термодинамики традиционно сводится к рассмотрению трех видов циклов: 1) с подводом теплоты по изохоре, которым принято интерпретировать рабочий процесс в ДВС с искровым зажиганием, в связи с малой продолжительностью сгорания в этом типе двигателей; 2) с подводом теплоты по изобаре, для анализа параметров низкооборотных, так называемых компрессорных дизелей; 3) со смешанным подводом теплоты, который наиболее подходит для высокооборотных дизелей.

Преимуществом перечисленных циклов является относительная простота аналитических зависимостей для термического КПД, выраженных через базовые понятия рабочего процесса поршневого двигателя: степень сжатия, степень повышения давления при подводе теплоты, степень предварительного расширения и т.п.

Академиком Б.С. Стечкиным в 1950-е гг. был проведен анализ термодинамических циклов с целью установления количественных соотношений между динамикой тепловыделения и КПД рабочего цикла [1]. Не умаляя достоинств примененного подхода, можно, используя современные возможности вычислительной техники, провести подобный анализ, не ограничивая себя рамками сделанных упрощений, позволивших выполнить математические преобразования для наглядного отображения результатов в виде конечных математических зависимостей.

Предлагаемый подход отличается от известных тем, что задаются не элементарные термодинамические процессы, составляющие цикл работы поршневого двигателя, а динамика подвода теплоты к рабочему телу в функции текущего объема цилиндра, который определяется углом поворота коленчатого вала (ПКВ) традиционного кривошипно-шатунного механизма ДВС. Принятые допущения вводятся не для упрощения модели, а для улучшения наглядности анализа цикла.

Моделируемый рабочий цикл ДВС имеет допущения, присущие термодинамическому циклу (рис. 1а), является замкнутым, обратимым (теплообмен с окружающей средой отсутствует), а в качестве рабочего тела принят идеальный двухатомный газ (азот).

Закон теплоподвода задается следующим образом. В произвольной точке цикла  $y$ , не находящейся в ВМТ, что имитирует смещение начала тепловыделения относительно ВМТ в реальном двигателе, при  $v = \text{const}$  подводится доля теплоты  $x_q$ , которая может меняться от нуля до единицы. Остальная часть теплоты  $(1 - x_q)$  подводится к рабочему телу на участке изменения объема от  $V_y$  до  $V_w$ , причем условием является не поддержание  $p = \text{const}$ , а то, что скорость подвода убывает по линейному закону в функции угла поворота коленчатого вала (рис. 1б).

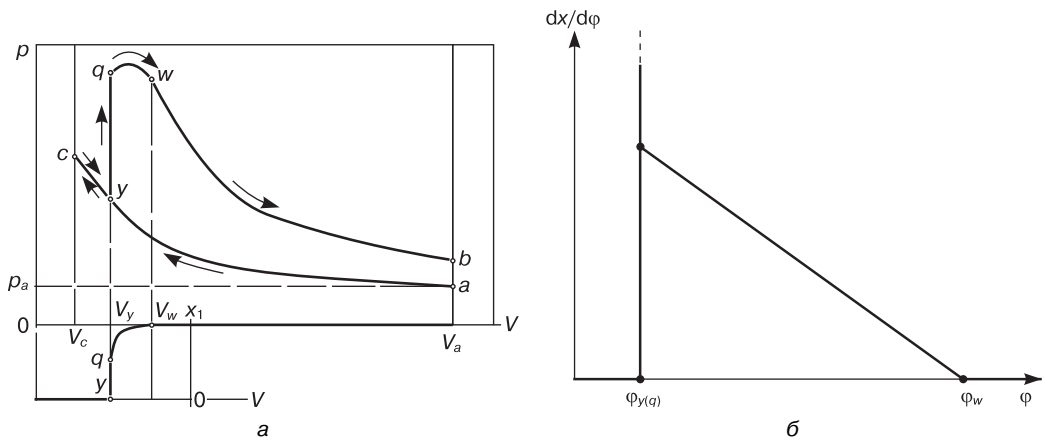


Рис. 1. Расчетный рабочий цикл ДВС с произвольным законом подвода теплоты (а) и относительная скорость теплоподвода (б), в координатах  $dx/d\phi - \phi$

Подвод теплоты при  $v = \text{const}$  в дизеле имитирует первую стадию быстрого сгорания топливно-воздушной смеси, образовавшейся за период задержки воспламенения, высокую динамику сгорания которой определяет кинетика химических реакций. При этом доля теплоты, выделяющейся в данной стадии, может составлять в зависимости от типа двигателя и режима его работы от 10—15% до 50—60%. В двигателе с искровым зажиганием подвод теплоты при  $v = \text{const}$  соответствует основной стадии сгорания (распространению фронта турбулентного пламени), и доля теплоты  $x_q$ , выделяющейся в этой стадии, составляет до 95—98%.

Подвод теплоты на участке  $V_y - V_w$  для дизеля характеризует вторую, диффузионную, стадию сгорания. Ниспадающий характер скорости теплоподвода в реальном двигателе связан со снижением скорости диффузионного сгорания по мере расходования компонентов реакции и снижения интенсивности турбулентности. В двигателе с искровым зажиганием продолженное реагирование незначительной доли смеси связано с догоранием заряда в зонах с повышенной теплоотдачей (пристеночные зоны).

В качестве основных параметров рабочего цикла при расчете используются: а) значения давления  $p_a$ , температуры  $T_a$  рабочего тела в начале сжатия; б) гео-

метрическая степень сжатия  $\epsilon$ ; в) количество подведенной теплоты к рабочему телу  $Q_p$ ; г) угол начала подвода теплоты  $\varphi_q$  (отрицательное значение соответствует началу теплоподвода до ВМТ, положительное — после достижения поршнем ВМТ); доля теплоты  $x_q$ , подводимая при  $v = \text{const}$ ; д) общая продолжительность теплоподвода  $\Delta\varphi_w = \varphi_w - \varphi_q$  в град. ПКВ (в пересчете из изменения объема  $V_y - V_w$  в изменение угла ПКВ).

Соответствие между текущим углом ПКВ и объемом рабочего тела определяется по известной зависимости

$$V = f(\varphi) = V_h \{1/(\epsilon - 1) + 0,5[1 - \cos\varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)]\},$$

где заданные для определенности:  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для того чтобы исследовать влияние параметров рабочего процесса на показатели цикла были заданы (определены) в качестве исходных данных:

— низшая теплота сгорания топлива  $H_u$ ;

— теоретическая масса воздуха  $l_0$ , требуемая для сгорания единицы массы топлива;

— коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ .

Построение рабочего цикла осуществляется в следующем порядке:

1) рассчитывается объем сжатия, полный объем цилиндра и масса рабочего тела:

$$V_c = V_h/\epsilon; V_a = V_h + V_c; m = V_a \cdot 0,00348 \cdot p_a / T_a;$$

2) определяется общее количество подведенной теплоты за цикл:

$$Q_p = m \cdot H_u / (\alpha \cdot l_0);$$

3) рассчитываются параметры рабочего тела на момент начала теплоподвода:

$$p_y = p_a \cdot (V_a / V_q)^k; T_y = T_a \cdot (V_a / V_q)^{k-1}; V_y = f(\varphi_y);$$

4) рассчитываются параметры рабочего тела после первой стадии теплоподвода при  $v = \text{const}$ :

$$T_q = T_y + (Q_p \cdot x_q) / (m \cdot c_v); p_q = p_y \cdot (T_q / T_y); V_q = V_y;$$

5) определяется массовая теплоемкость идеального газа при  $v = \text{const}$   $c_v = \mu c_v / \mu$ ;

6) определяется объем рабочего тела на момент окончания теплоподвода  $V_w = f(\varphi_q + \Delta\varphi_w)$ .

Цикл расчета теплоподвода при переменном объеме состоит в рассмотрении термодинамических процессов на каждом расчетном шаге  $\Delta V_{1-2}$ . Количество теплоты, подводимой на расчетном шаге, равно

$$dQ_{1-2} = \frac{Q_p \cdot (1 - x_q) \cdot 2 \cdot (\varphi_w - \varphi_{1-2}) \cdot \Delta\varphi}{\Delta\varphi_w^2},$$

где  $\varphi_w$  — угол ПКВ окончания процесса теплоподвода (см. рис. 1б);  $\Delta\varphi = (\varphi_2 - \varphi_1)$  — расчетный шаг, град. ПКВ;  $\varphi_{1-2} = (\varphi_1 + \varphi_2)/2$  — текущий угол, град. ПКВ;  $\Delta\varphi_w = (\varphi_w - \varphi_y)$  — продолжительность второй стадии сгорания, ПКВ.

Текущая температура на расчетном шаге определяется в две стадии: за счет адиабатического расширения и за счет подвода теплоты на расчетном шаге

$$T_2 = T_1 \cdot (V_1/V_2)^{k-1} + \Delta Q_{1-2}/(m \cdot c_v).$$

Давление на расчетном шаге рассчитываем из уравнения состояния при неизменном количестве молей рабочего тела  $p_2 = p_1 \cdot T_2/T_1 \cdot V_1/V_2$ .

$$\text{Работа на расчетном шаге } \Delta L_{1-2} = (p_2 + p_1)/2 \cdot (V_2 - V_1).$$

$$\text{Давление и температура в конце теплоподвода } p_w = p_{2 \text{ кон}}; T_w = T_{2 \text{ кон}}.$$

Параметры рабочего цикла в конце расширения

$$p_b = p_w \cdot (V_w/V_a)^k; T_b = T_w \cdot (V_w/V_a)^{k-1}.$$

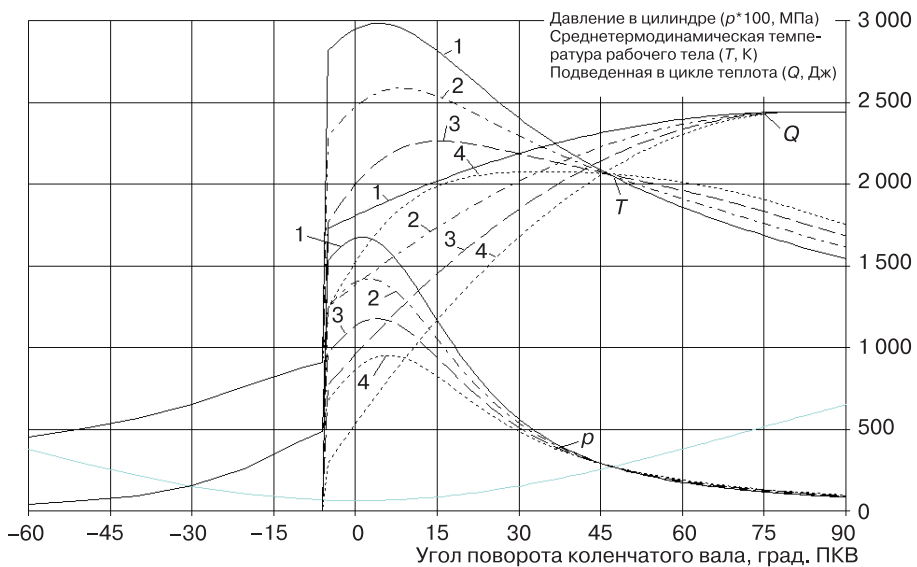
Работа на сжатии и расширении

$$L_{\text{сж}} = (p_a \cdot V_a - p_y \cdot V_y)/(k-1); L_{\text{рас}} = (p_w \cdot V_w - p_b \cdot V_a)/(k-1).$$

Суммарная работа цикла и термодинамический КПД

$$L_{\Sigma} = L_{\text{сж}} + \sum L_{1-2} + L_{\text{рас}}; \eta_t = L_{\Sigma}/Q_1.$$

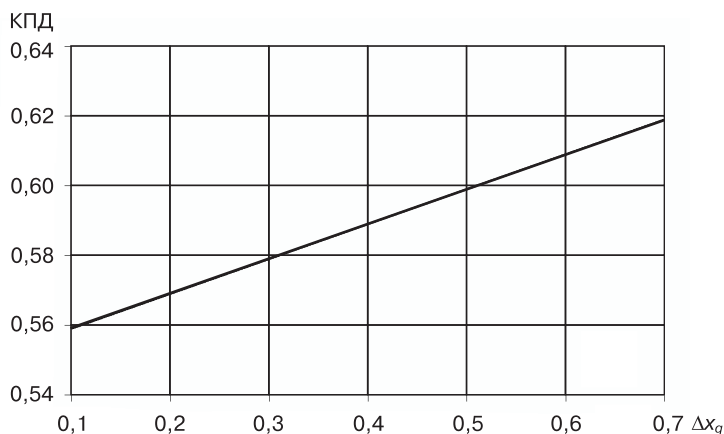
На рисунке 2 приведены результаты расчета текущих параметров рабочего тела при изменении доли подведенной теплоты в первой стадии сгорания  $\Delta x_q$ .



**Рис. 2.** Расчетные кривые изменения по углу поворота коленчатого вала количества подведенной теплоты  $Q$ , давления  $p$  и температуры  $T$  в цилиндре, при и различных значениях доли топлива, сгорающего в 1-й стадии:

- 1)  $\Delta x_q = 0,7$ ; 2)  $\Delta x_q = 0,5$ ; 3)  $\Delta x_q = 0,3$ ; 4)  $\Delta x_q = 0,1$

Естественно, что рост  $\Delta x_q$  приводит к увеличению максимальных значений текущего давления и температуры. Коэффициент полезного действия (рис. 3) при этом растет.



**Рис. 3.** Коэффициент полезного действия цикла в функции доли подвода теплоты  $\Delta x_q$  к рабочему телу при постоянном объеме

### ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Стечкин Б.С., Генкин К.И., Золотаревский В.С., Скородинский И.В.* Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. — М.: Изд-во АН СССР, 1960.

## THE ANALYSIS OF A THERMODYNAMIC CYCLE PISTON ICE WITH NONCONVENTIONAL CHARACTER OF A SUPPLY OF HEAT

**S.V. Gusakov, V.E. Ukleikin**

Department of heating engineers and heat engines  
Faculty of Engineering  
Peoples' Friendship University of Russia  
*Podolskoe shosse, 8/5, Moscow, Russia, 113093*

In article the analysis of a thermodynamic cycle with a supply of heat under the law distinct from traditional laws is resulted. The stated technique, can be used in educational process for a specialty piston and combined ICE.

**Key words:** thermodynamic cycles, ICE, supply of heat, coefficient of efficiency.