

АНАЛИЗ ЦИКЛА ПОРШНЕВОГО ДВС ПРИ ПОЛИТРОПНЫХ ПРОЦЕССАХ СЖАТИЯ-РАСШИРЕНИЯ

С.В. Гусаков, В.Е. Уклеikin

Кафедра комбинированных ДВС
Российский университет дружбы народов
ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

В статье излагается метод анализа цикла поршневого двигателя, основанный на термодинамическом цикле со смешанным подводом теплоты, в котором сжатие и расширение рассматриваются как политропные процессы с постоянными показателями n_1 и n_2 , что позволяет выявить их влияние на основные показатели цикла.

При повышении степени детализации математических моделей рабочего процесса поршневых двигателей после рассмотрения термодинамических циклов, как правило, переходят к широко известному методу, предложенному профессором В.И. Гринивецким. Следует отметить, что в ряде работ предлагались альтернативные методики, позволяющие учесть, например, иной характер подвода теплоты к рабочему телу [1; 2; 3]. Предлагаемая методика анализа основана на термодинамическом цикле ДВС со смешанным подводом теплоты, в котором сжатие и расширение рассматриваются как политропные процессы с постоянными показателями n_1 и n_2 , что позволяет выявить их влияние на основные показатели цикла.

Для простоты исключим из анализируемых факторов химический состав рабочего тела, приняв его идеальным газом, теплоемкость которого не зависит от тем-

пературы. Как показано на рис. 1, при сжатии по политропе с показателем меньшим показателя адиабаты $1 < n_1 < k$ частично увеличивается внутренняя энергия рабочего тела, а часть теплоты отводится в окружающую среду (Q_{ac}). При расширении по политропе ($1 < n_2 < k$) работа газа совершается как за счет внутренней энергии рабочего тела, так и за счет дополнительной теплоты (Q_{zb}), подводимой извне.

Таким образом, учитывая подведенную к рабочему телу и отданную им теплоту, зависимость для КПД такого цикла можно записать в следующем виде:

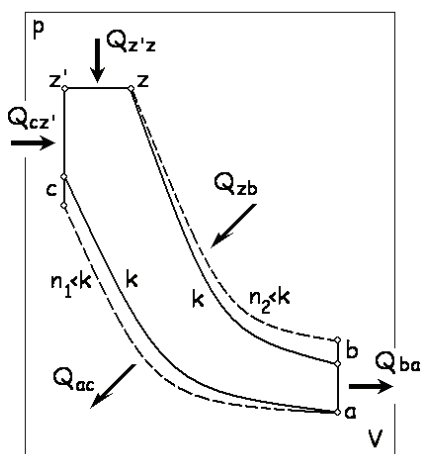


Рис. 1. Цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания со сжатием и расширением рабочего тела по политропе

$$\eta_n = 1 - \frac{Q_{ba} + Q_{ac}}{Q_{cz'} + Q_{z'z} + Q_{zb}}, \quad (1)$$

где в числителе дроби стоит сумма теплоты, отведенной от рабочего тела

в изохорном
$$Q_{ba} = m \cdot c_v \cdot (T_b - T_a) \quad (2)$$

и политропическом
$$Q_{ac} = m \cdot c_v \cdot \frac{k - n_1}{n_1 - 1} (T_c - T_a) \quad (3)$$

процессах (кДж); в знаменателе — сумма теплоты, подведенной к рабочему телу, массой m

в изохорном
$$Q_{cz'} = m \cdot c_v \cdot (T_{z'} - T_c), \quad (4)$$

изобарном
$$Q_{z'z} = m \cdot c_p \cdot (T_z - T_{z'}) \quad (5)$$

и политропическом
$$Q_{zb} = m \cdot c_v \cdot \frac{k - n_1}{n_1 - 1} (T_z - T_b) \quad (6)$$

процессах.

Подставив значения выражения (2)—(5) в (1), сделав преобразования и приняв отношение теплоемкости при постоянном давлении и постоянном объеме равным показателю адиабаты $c_p / c_v = k$, получим

$$\eta_n = 1 - \frac{(T_b - T_a) \cdot \frac{k - 1}{n_1 - 1}}{(T_{z'} - T_c) + k \cdot (T_z - T_{z'}) + (T_z - T_b) \cdot \frac{k - n_1}{n_1 - 1}}, \quad (7)$$

где температура в характерных точках цикла вычисляется по известным соотношениям, через степени: сжатия ε , повышения давления λ , предварительного ρ и последующего δ расширения

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad T_{z'} = T_c \cdot \lambda = T_a \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (8)$$

$$T_z = T_{z'} \cdot \rho = T_a \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad T_b = T_z \cdot \delta^{1 - n_2} = T_a \cdot \delta^{1 - n_2} \cdot \rho \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (9)$$

Задаемся степенями сжатия ε и повышения давления λ . Степень предварительного расширения ρ определяем из баланса вводимой в цикл теплоты. Для определенности зададимся геометрическими размерами двигателя — полным объемом цилиндра V_a (м³), параметрами рабочего тела в начале сжатия p_a (кПа), T_a (К) и коэффициентом избытка воздуха α . При этом масса рабочего тела составит (кг)

$$m = \frac{p_a \cdot V_a}{\mu R / \mu_\varepsilon \cdot T_a}, \quad (10)$$

где $\mu R = 8,3143$ кДж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная; $\mu_\varepsilon = 28,97$ кг/кмоль — молекулярная масса рабочего тела (для определенности — воздуха). Цикловую подачу топлива (кг) можно вычислить по зависимости для

коэффициента избытка воздуха, зная теоретически необходимую массу воздуха l_0 , необходимую для полного сгорания 1 кг топлива

$$m_{m.u} = \frac{m}{l_0 \cdot \alpha}, \quad (11)$$

где $l_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_O \right)$, кг возд./кг топл., вычисляемая через массовые доли (g) углерода, водорода и кислорода, содержащихся в топливе. Как следует из (1) теплота к рабочему телу при окислении топлива подводится на трех участках

$$m_{m.u} \cdot H_U = Q_{cz'} + Q_{z'z} + Q_{zb}, \quad (12)$$

где H_U — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Расчет для первого участка можно произвести по формуле (4), так как входящие в нее значения температуры можно вычислить по зависимостям (8). Вычисления теплоты $Q_{z'z}$ и Q_{zb} , а также температуры T_z , T_b и степеней предварительного ρ и последующего δ расширения можно провести, решая систему из шести уравнений, составленную на основании зависимостей (12), (5), (6) и (9)

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{z'z} + Q_{zb} = m_{m.u} \cdot H_U - Q_{cz'}; \quad Q_{z'z} = m \cdot c_p \cdot (T_z - T_{z'}); \\ Q_{zb} = m \cdot c_v \cdot \frac{k - n_1}{n_1 - 1} (T_z - T_b); \quad T_z = T_{z'} \cdot \rho; \quad T_b = T_z \cdot \delta^{1-n_2}; \quad \varepsilon = \rho \cdot \delta \end{array} \right., \quad (13)$$

где массовые теплоемкости ($c_v = c_{\mu v} / \mu_v$, $c_p = c_{\mu p} / \mu_v$), полученные при рассмотрении рабочего тела — воздуха, как двухатомного газа, имеющего мольную теплоемкость при постоянном объеме $c_{\mu v} = 20,8$ кДж/(кмоль·К) и при постоянном давлении $c_{\mu p} = 29,1$ кДж/(кмоль·К).

Среднее индикаторное давление можно вычислить по известной зависимости для смешанного цикла

$$p_i = \frac{p_a \cdot \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (14)$$

Приведенные выше уравнения позволяют проанализировать влияние показателей политроп на параметры рабочего цикла поршневого двигателя. При анализе согласно принятому условию количество теплоты вводимой в цикл при сгорании топлива постоянно ($\alpha = \text{const}$), поэтому при изменении показателей политроп происходит перераспределение теплоты между элементарными процессами цикла.

Как видно из рис. 2 при уменьшении показателя политропы сжатия (от значения $n_1 = k = 1,40$) происходит увеличение теплоты Q_{ac} , теряемой при сжатии в окружающую среду, и среднее индикаторное давление цикла p_i падает. Следствием увеличения тепловых потерь является снижение конечного давления сжатия p_c и при постоянной степени повышения давления λ , уменьшение мак-

симального давления цикла p_z . Снижение температурного перепада $T_z - T_c$ на участке изохорного подвода теплоты ($c - z'$), вследствие снижения температуры T_c и постоянства λ приводит к уменьшению количества теплоты, подводимой к рабочему телу $Q_{cz'}$, и большему ее выделению на участке с изобарным теплоподводом $Q_{z'z}$ ($z' - z$), что приводит к увеличению степени предварительного расширения ρ . В результате уменьшается индикаторный КПД η_i цикла.

При уменьшении показателя политропы расширения n_2 количество теплоты, подводимой к рабочему телу на линии расширения Q_{zb} , растет. Давление p_b и, соответственно, температура T_b в конце расширения также растут, температурный перепад ($T_b - T_a$) увеличивается, следствием чего является рост и теплоотвод Q_{ba} . В результате происходит снижение индикаторного КПД цикла η_i , несмотря на то, что из-за перераспределения теплоты с участка изобарного теплоподвода ($z' - z$) на политропическое расширение ($z - b$) степень предварительного расширения ρ уменьшается. Среднее индикаторное давление p_i также снижается.

Предложенный метод анализа может быть использован как для оптимизации рабочего цикла поршневых ДВС, так и целью освоения термодинамических методов расчета студентами специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

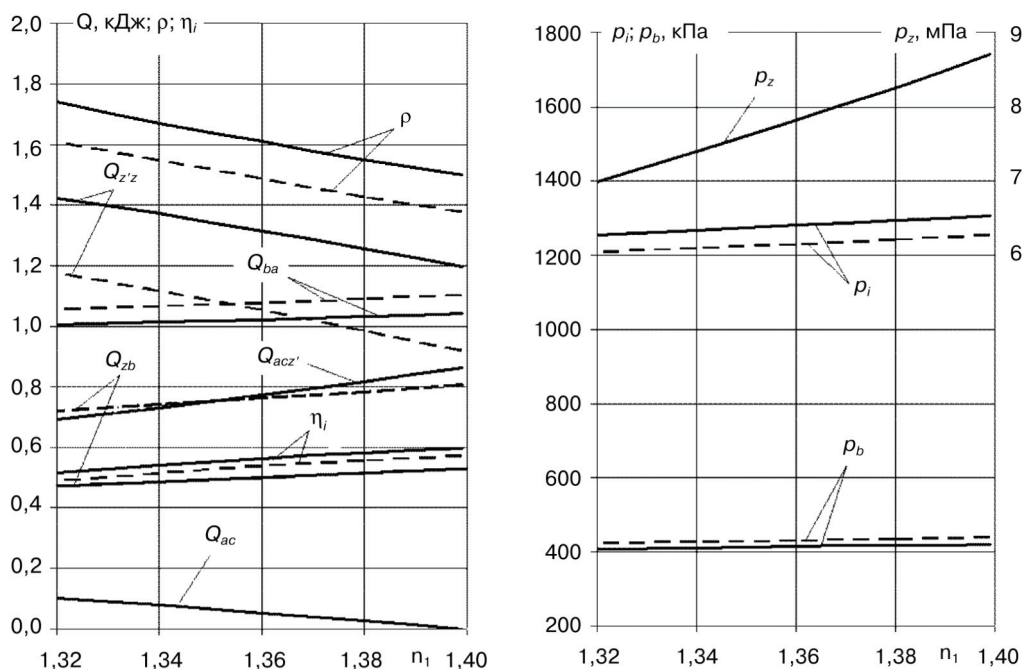


Рис. 2. Влияние на основные параметры рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания показателей политроп сжатия n_1 и расширения n_2 :

— — $n_2 = 1,28$;
 - - - - - $n_2 = 1,22$

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Сороко-Новицкий В.И.* Динамика процесса сгорания и влияние его на мощность и экономичность двигателя. — М.: Машгиз, 1946.
- [2] Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл (...) двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский и др. — М.: Изд-во АН СССР, 1960.
- [3] *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей. — М. — Свердловск: Машгиз, 1962.

THE ANALYSIS OF THE CYCLE PISTON ICE AT POLYTROPIC PROCESS OF COMPRESSION-EXPANSION

S.V. Gusakov, V.E. Ukleikin

Department of Internal Combustion Engines
Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198

The analysis of a cycle of the piston engine based on a thermodynamic cycle with the mixed supply of heat in which compression and expansion are considered as polytropic processes with constants to parameters n_1 and n_2 is resulted, accordingly, that their influence on the basic parameters of a cycle allows to reveal.