



УДК 629.1.032.001

*Р.В. Русинов, А.Д. Элизов, Р.Ю. Добрецов*

## **ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОВЫШЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ РАСШИРЕНИЯ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ**

*R.V. Rusinov, A.D. Elizov, R.Yu. Dobretsov*

### **INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH INCREASED EXPANSION RATIO OF EXPLOSIVE MIXTURE**

Рассмотрен вопрос расчета параметров теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания с повышенной степенью расширения горючей смеси. Предложен метод расчета, в котором минимизировано применение «эмпирических» коэффициентов. Предлагаемый метод расчета допускает оперативный анализ различных комбинаций действующих факторов и поиск их оптимальных соотношений.

ДИЗЕЛЬ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ. ЭКОНОМИЧНОСТЬ.

Examined an issue involving the work cycle parameters calculation of the internal combustion engine with increased expansion ratio. Suggested a calculation method in which the number of empirical coefficients was minimized. Suggested method admits a line analysis of different combinations of acting factors and their optimal ratio search.

DIESEL ENGINE. WORK CYCLE. FUEL EFFICIENCY.

В бензиновых поршневых двигателях внутреннего сгорания автомобилей на процесс сгорания горючей смеси отводится не более 4,5–5,0 мс, и при сравнительно малой скорости распространения в камерах сгорания фронта пламени, инициируемого свечами зажигания, часть горючей смеси догорает за пределами рабочих цилиндров, т. е. в выпускном коллекторе.

Данное обстоятельство, ведущее к непроизводительной потере энергии горючей смеси, наглядно иллюстрирует, в частности, пример ранее широко используемых поршневых авиационных двигателей типа ВК-101, когда при отключении одной из двух одновременно работающих в каждом отдельном цилиндре свечей зажигания заметно снижалось число оборотов их коленчатых валов из-за менее полного сгорания топлива именно в цилиндрах.

В связи с подобным обстоятельством и с учетом достаточно значительной тепловой энергии выпускных газов вообще естественно возникает вопрос о возможном выигрыше в части мощности и экономичности двигателей за счет увеличения хода поршня при расширении

горючей смеси по отношению к ходу поршня в процессе сжатия, кстати говоря, ограниченной степенью сжатия, исключаящей детонацию горючей смеси.

Сотносительное увеличение рабочего хода поршня первоначально представлялось возможным конструктивно осуществить за счет дополнения обычного кривошипно-шатунного механизма двигателя специальным кулисным приспособлением [1]. Однако реально было найдено и более простое решение, связанное с перепуском воздуха в процессе его предварительного сжатия при общем равенстве ходов сжатия и расширения.

Организованный подобным образом, т. е. с перепуском воздуха, тепловой цикл, названный циклом Аткинсона, и был реализован в виде конкретного двигателя, в частности со степенью сжатия  $\varepsilon_c = 12,2$  и степенью расширения  $\varepsilon_p = 17,6$  [2], показавший при испытании весьма хорошую экономичность (против ее обычного значения для традиционных конструкций двигателей с равными степенями процессов сжатия и расширения), оцененную в 12–15 %.

В связи с последним представляет несомненный интерес расчетный анализ показателей тепловых циклов с различными соотношениями степеней расширения и сжатия с целью оценки перспектив дальнейшего повышения экономичности двигателей, а также их мощности.

Такой анализ достаточно просто осуществить на базе математической модели теплового цикла, в которой рассматривается только часть тепловой энергии топлива  $Q_1$  (рис. 1), затрачиваемая только на производство механической энергии без учета чисто тепловых потерь [3, 4] и численно определяемая индикаторным КПД  $\eta_i$  двигателя.

Общее количество теплоты, вводимое в цикл, равно  $Q_0 = Q_{ТН} / (1 + \alpha L_0)$ , где  $Q_{ТН}$  — низшая теплотворная способность топлива;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива;  $L_0$  — теоретическое количество воздуха, потребное для сгорания единицы массы топлива,  $Q_1 = \eta_i Q_0$ .

На рис. 1 представлена подобная математическая модель цикла Аткинсона (по сути — ин-

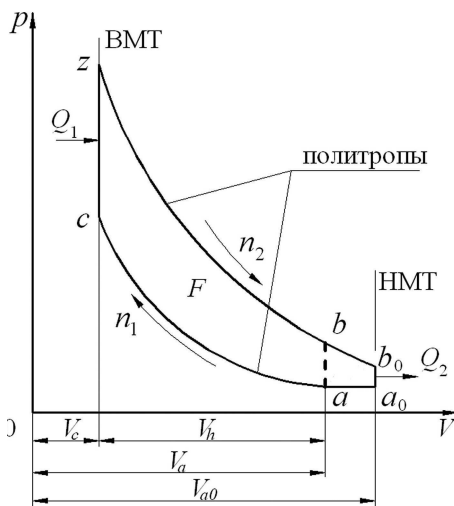


Рис. 1. Математическая модель теплового цикла с повышенной степенью расширения:

$p$  — давление;  $V$  — объем цилиндра;  $V_c$  — объем камеры сгорания;  $V_h$  — рабочий объем;  $V_a$  — полный объем при сжатии рабочего тела;  $V_{a0}$  — полный объем на конец расширения;  $n_1$  и  $n_2$  — показатели политроп сжатия и расширения;  $F$  — общая площадь индикаторной диаграммы по контуру  $a_0czb_0a_0$ ; ВМТ — верхняя мертвая точка положения поршня; НМТ — нижняя мертвая точка;  $Q_1$  — вводимая в цикл тепловая энергия;  $Q_2$  — тепловая энергия, теряемая с выпускными газами

дикаторная диаграмма), имитирующая процессы сжатия и расширения (линии « $a-c$ » и « $z-b_0$ »), роста давления при подводе теплоты  $Q_1$  (« $c-z$ »), потерю теплоты  $Q_2$  с выпускными газами и обратным перепуском сжимаемого рабочего тела (« $a_0-a$ »).

При задании начальных условий — давления в начале процесса сжатия  $p_a = p_0$  и температуры  $T_a$ , показателей политроп процессов сжатия  $n_1$  и расширения  $n_2$ , теплоемкости рабочего тела при постоянном объеме  $c_v$ , степени сжатия  $\varepsilon_c$  и расширения  $\varepsilon_p$  — основные параметры в узловых точках  $c, z, b_0$  математической модели равны:  $p_c = p_a \varepsilon_c^{n_1}$ ;  $T_c = T_a \varepsilon_c^{n_1-1}$ ;  $T_z = Q_1 / c_v + T_c$ ;  $\lambda = p_z / p_c = T_z / T_c$ ;  $p_z = \lambda p_c$ ;  $p_b = p_z / \varepsilon_c^{n_2}$ ;  $T_{b_0} = T_z / \varepsilon_p^{n_2-1}$ .

Среднее индикаторное давление  $p_i$  теплового цикла определяется отношением площади  $F$  индикаторной диаграммы (см. рис. 1), деленной на рабочий объем цилиндра  $V_h = V_a - V_c$ .

Площадь индикаторной диаграммы  $F$  представляется площадью  $F_1$  под кривой « $z-b_0$ » за вычетом площади  $F_2$  под кривой « $c-a$ » и площади  $F_3$  под линией « $a-a_0$ », т. е.  $F = F_1 - F_2 - F_3$ .

По уравнению политропы для любой точки кривой « $z-b_0$ » верно  $p_x V_x^{n_2} = p_z V_z^{n_2}$ , или  $p_x = p_z (V_z / V_x)^{n_2}$ , откуда дифференциал площади

$$dF_1 = p_x dV_x = p_z (V_z / V_x)^{n_2} dV_x,$$

а интеграл соответственно равен

$$F_1 = p_z V_z^{n_2} \int_{b_0}^{z=c} V_x^{-n_2} dV_x = \frac{p_z V_z^{n_2}}{-n_2 + 1} V_x^{-n_2+1} \Big|_{b_0}^{z=c} =$$

$$= \frac{\lambda p_c V_z^{n_2}}{n_2 - 1} \left( \frac{1}{V_{b_0}^{n_2-1}} - \frac{1}{V_z^{n_2-1}} \right) =$$

$$= \frac{\lambda p_c V_c}{n_2 - 1} \left( \frac{V_z^{n_2-1}}{V_z^{n_2-1}} - \frac{V_z^{n_2-1}}{V_{b_0}^{n_2-1}} \right) = \frac{\lambda p_c V_c}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_p^{n_2-1}} \right).$$

По аналогии:  $F_2 = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{n_1-1}} \right).$

Для участка « $b-b_0$ » ( $p_{a_0} = p_a$ ):  $F_3 = p_a (V_{a_0} - V_a).$

При этом, поскольку  $\varepsilon_c = V_a / V_c$ ;  $\varepsilon_p = V_{a_0} / V_c$ , то  $F_3 = p_a V_c (\varepsilon_p - \varepsilon_c).$

Следовательно,

$$p_i = F/(V_a - V_c) = \frac{p_c V_c}{V_a - V_c} \times \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_p^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{n_1 - 1}} \right) - \frac{p_a}{p_c} (\varepsilon_p - \varepsilon_c) \right].$$

И окончательно получаем

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon_c - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_p^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{n_1 - 1}} \right) - \frac{p_a}{p_c} (\varepsilon_p - \varepsilon_c) \right].$$

С достаточной точностью индикаторный КПД равен  $\eta_i = (T_z - T_{b0})/T_z$  (тепловые потери в политропическом процессе сжатия в определенной степени компенсируются повышением теплосодержания при догорании горючей смеси в процессе ее расширения).

В общем анализе рассматриваемого теплового цикла первоначально используем представленные выше расчетные выражения при условии  $\varepsilon_p = \varepsilon_c = 12,2$ .

В этом «традиционном» конструктивном варианте двигателя, естественно, с разделенным впрыском бензина степень сжатия  $\varepsilon$  обычно составляет 10–11 единиц, среднее эффективное давление  $p_e$  теплового цикла — порядка 1,0 МПа, а индикаторный КПД  $\eta_i \approx 0,36$  при эффективном КПД  $\eta_e \approx 0,32$ –0,33 [5].

При теплотворной способности бензина  $Q_{ТН} = 10300$  ккал/кг,  $\alpha = 1,0$ ,  $L_0 = 14,9$  кг/кг общее количество теплоты, вносимой в цикл, —  $Q_0 = 10300/(1 + 1 \cdot 14,9) = 647,8$  ккал/кг рабочей

смеси, притом полезно используется для производства механической энергии  $Q_1 = 0,36 \cdot 647,8 = 233,2$  ккал/кг (включая и чисто механические потери).

Примем с учетом поджатия воздуха при перепуске  $p_a = 0,098$  МПа (1,0 кгс/см<sup>2</sup>);  $T_a = 290$  К;  $n_1 = 1,38$ ; а учитывая периодичность процесса впрыска топлива, несколько усложняющего процесс смесеобразования и влекущего за собой увеличение продолжительности сгорания (догорания) топлива, —  $n_2 = 1,18$ ;  $c_v = 0,17$  ккал/кг·град

Тогда:  $p_c = 0,098 \cdot 12,2^{1,38} = 3,09$  МПа;

$T_c = 290 \cdot 12,2^{1,38 - 1} = 750,3$  К;

$T_z = 233,2/0,17 + 750,3 = 2122,1$  К;

$\lambda = 2122,1/750,3 = 2,83$ ;

$p_z = 2,83 \cdot 3,09 = 8,74$  МПа;

$p_b = 8,74/12,2^{1,18} = 0,43$  МПа;

$T_b = 2122,1/12,2^{1,18 - 1} = 1352,8$  К;

$$p_i = \frac{3,09}{12,2 - 1} \left[ \frac{2,83}{1,18 - 1} \left( 1 - \frac{1}{12,2^{1,18 - 1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left( 1 - \frac{1}{12,2^{1,38 - 1}} \right) \right] = 1,13 \text{ МПа.}$$

$\eta_i = (2122,1 - 1352,8)/2122,1 = 0,36$ .

При механическом КПД [3]  $\eta_M = 1 - 0,12/1,13 = 0,894$  эффективные показатели  $p_e = \eta_M p_i = 0,894 \cdot 1,13 = 1,01$  МПа;  $\eta_e = \eta_M \eta_i = 0,894 \cdot 0,36 = 0,32$ .

Как видим, соответствие реальным соотношениям практически абсолютно.

Все расчетные данные для  $\varepsilon_p = \varepsilon_c = 12,2$ , как и для  $\varepsilon_p = 14,0$ ; 16,0; 17,6 и 20,0, внесены в прилагаемую таблицу.

**Основные расчетные показатели теплового цикла бензинового двигателя с впрыском топлива в функции соотношений хода поршня при расширении и сжатия  $\varepsilon_p / \varepsilon_c$**

№ п/п	$\varepsilon_p$	$\varepsilon_p / \varepsilon_c$	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$\eta_M$	$p_B$ , МПа	$\delta = p_B / 1,01$	$\eta_B$	$g_i$ , г/кВт·ч
1	12,2	1,00	1,13	0,36	0,894	1,01	1,00	0,32	268
2	14,0	1,15	1,18	0,38	0,898	1,06	1,05	0,34	252
3	16,0	1,31	1,23	0,39	0,902	1,11	1,10	0,35	245
4	17,6	1,44	1,26	0,40	0,905	1,14	1,13	0,36	238
5	20,0	1,64	1,30	0,41	0,908	1,18	1,17	0,37	232

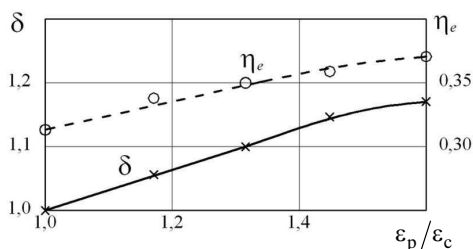


Рис. 2. Функциональная зависимость относительного прироста среднего эффективного давления (мощности двигателя)  $\delta$  и эффективного КПД  $\eta_e$  теплового цикла от отношения  $\varepsilon_p/\varepsilon_c$

При этом расчет индикаторных КПД  $\eta_i$  для вариантов  $\varepsilon_p$ , отличных от исходного, был упрощен, поскольку величина  $p_i$ , характеризующая «полезную» работу и общую эффективность цикла, при известном ее исходном значении ( $p_i = 1,13$  МПа)  $\eta_i = 0,36$  может быть определена по выражению  $\eta_i^p = 0,36 p_i / 1,13$ .

Представленные в таблице результаты однозначно свидетельствуют о преимуществах повышенной степени расширения, способствующей и росту мощности двигателя (среднего эффективного давления теплового цикла) и его экономичности (эффективного КПД).

Так, в рассмотренных пределах соотношения  $\varepsilon_p/\varepsilon_c$  от 1,0 до 1,64 среднее эффективное давление  $p_e$  возросло с 1,01 до 1,18 МПа при отношении  $\delta = p_p / p_c = 1,18 / 1,01 = 1,17$ , т. е. на 17 %, а эффективный КПД  $\eta_e$  — примерно на 11–12 %, достигнув абсолютного значения 0,37, что значительно превышает значение для двигателей с традиционным равенством степеней сжатия и расширения рабочего тела.

Графически относительный прирост среднего давления цикла  $\delta = p_e / 1,01$  и эффективного КПД  $\eta_e$  в функции  $\varepsilon_p/\varepsilon_c$  представлены на рис. 2.

Вполне очевидны при этом приращения по мере роста  $\delta$  как среднего эффективного давления  $p_e$ , так и эффективного КПД  $\eta_e$ .

Следует однако особо отметить, что с возрастанием отношения  $\varepsilon_p/\varepsilon_c$  имеет место снижение интенсивности прироста величин  $p_e$  и  $\eta_e$ , связанное с естественной убылью энергии выпускных газов при их расширении из-за падения давления (кривая « $z - b_0$ », на рис. 1).

Это снижение интенсивности достигает нулевого значения при падении давления в цилиндре до атмосферного и в рассматриваемом случае имеет место, примерно, при  $\varepsilon_p = 45$ , что соответствует ходу поршня в 3,7 раза более его хода в процессе сжатия.

В общем, как видно по рис. 2, цикл с продолженным расширением имеет явную перспективу, поскольку даже в пределах рассмотренных достаточно узких значений  $\varepsilon_p/\varepsilon_c$  допускает возможность получения большего эффекта по основным эксплуатационным показателям двигателей в сравнении с реально достигнутыми при натурных испытаниях двигателя, о котором шла речь выше.

В практической реализации возможности дальнейшего улучшения эксплуатационных показателей двигателей рассмотренным способом надлежит, строго говоря, учитывать влияние на конструкцию двигателей и иных их показателей, таких, как габариты и масса двигателей, растущие при увеличении хода поршня, долговечность, обусловленная увеличением средней скорости поршня, зависящей от величины хода поршня, и др.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Настоящий Аткинсон [Текст] // Авторевю.— 2011. № 19.— С. 10.
2. А вместо сердца пластмассовый мотор [Текст] / В. Санников // Популярная механика.— 2010. № 1(87)— С. 86–88.
3. Русинов, Р.В. Математическая модель теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2012. № 1(142).— С. 182–188.
4. Русинов, Р.В. К вопросу построения математической модели теплового цикла двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов, И.М. Герасимов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2012. № 3-2(154), С. 132–137.
5. Русинов, Р.В. Тепловые двигатели. Двигатели автомобилей и тракторов [Текст]: Учебное пособие / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов.— СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2012. С. 27.

**РУСИНОВ Ростислав Викторович** — доктор технических наук, профессор кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, Россия  
(812) 534-14-10

**ЭЛИЗОВ Александр Дмитриевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, Россия  
(812) 534-14-10

**ДОБРЕЦОВ Роман Юрьевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, Россия  
(812) 534-14-10  
dr-idpo@yandex.ru