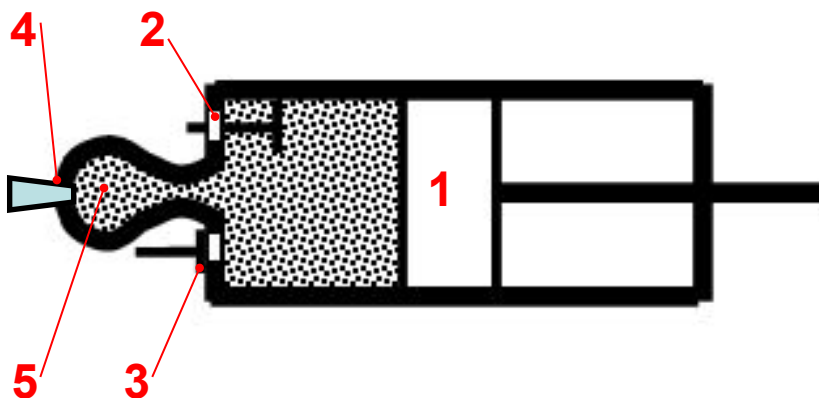


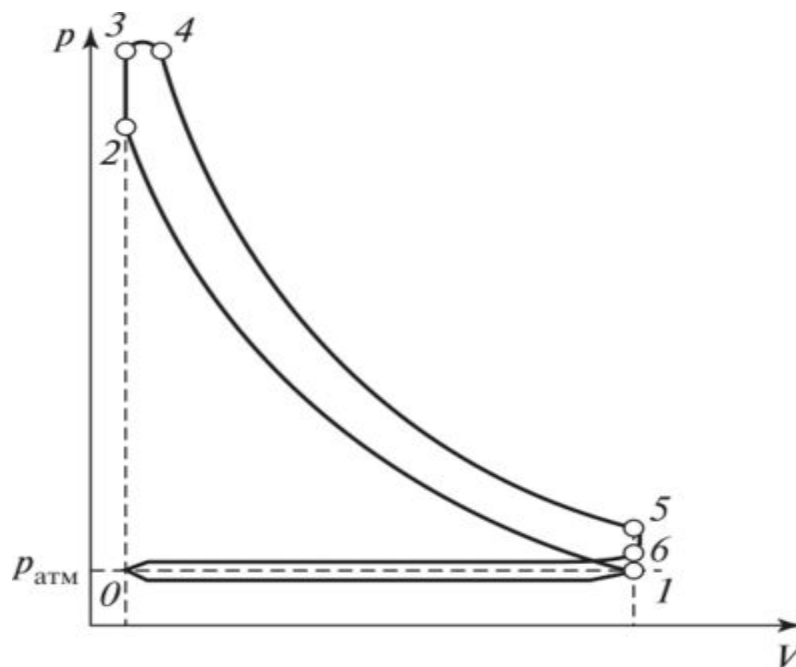
Цикл тринклера

Цикл Тринклера

Своего рода «гибридом» циклов Отто и Дизеля является цикл со смешанным сгоранием, или цикл Тринклера. Двигатели, работающие по этому типу, имеют так называемую форкамеру, соединенную с рабочим цилиндром узким каналом. Техническое совершенствование дизельного двигателя, направленное на ускорение процесса горения топлива и исключение компрессора, привело к созданию бескомпрессорного дизеля, в котором топливо в цилиндр подается насосом через форсунки. Механическая подача топлива увеличивает скорость образования смеси и сокращает время сгорания. Теоретический цикл такого двигателя получил название *цикла Тринклера*.



1. поршень; 2. впускной клапан;
3. выпускной клапан; 4. форсунка;
5. форкамера



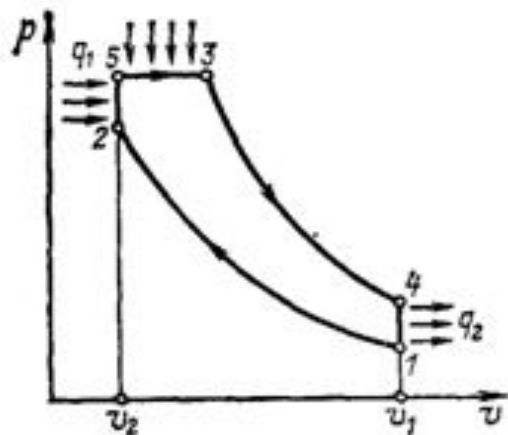


рис.1

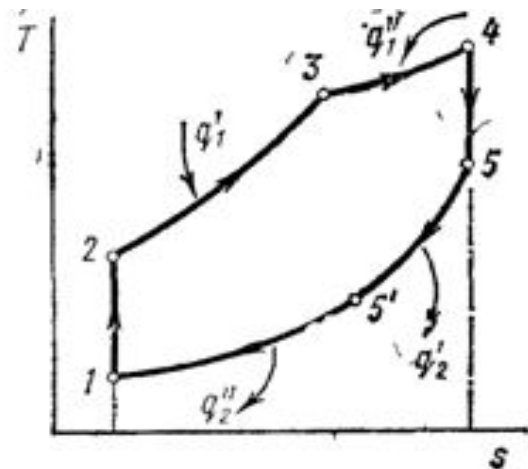
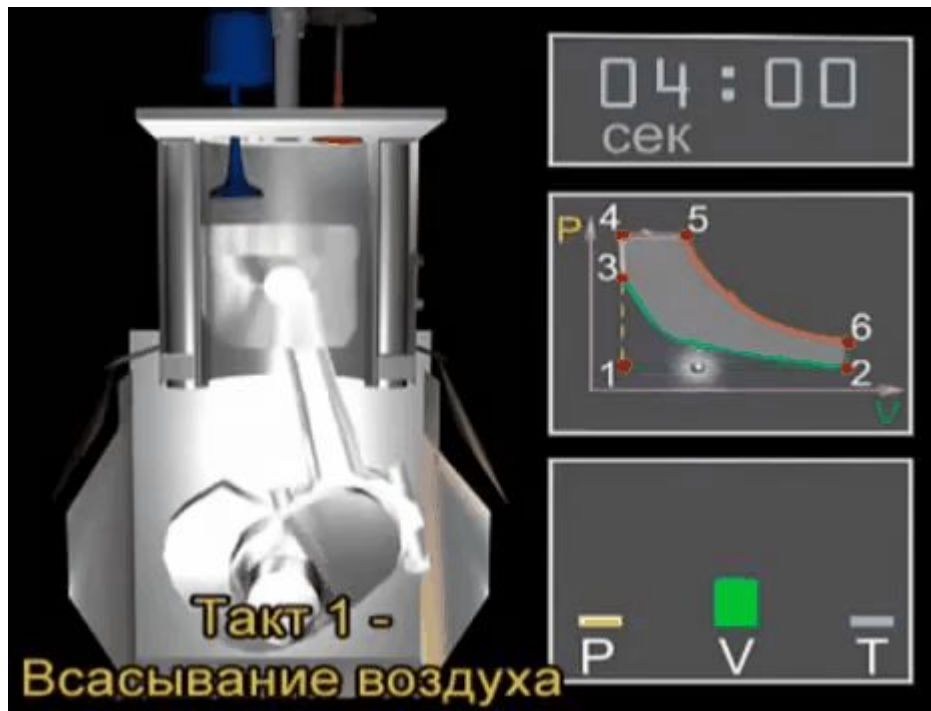


рис.2

На рис.1 показан цикл такого двигателя в p, u – диаграмме и $T-s$ - диаграмме на рис.2. В рабочем цилиндре воздух адиабатически сжимается за счет инерции маховика, сидящего на валу двигателя, нагреваясь при этом до температуры, обеспечивающей воспламенение жидкого топлива, подаваемого в форкамеру (процесс 1-2). Форма и расположение последней способствуют наилучшему смешению топлива с - воздухом в результате чего происходит быстрое сгорание части топлива в небольшом объеме форкамеры (процесс 2-5).

Благодаря возрастанию давления в форкамере образовавшаяся в ней смесь несгоревшего топлива, воздуха и продуктов сгорания проталкивается в рабочий цилиндр, где происходит догорание оставшегося топлива, сопровождающееся перемещением поршня слева направо при приблизительно постоянном давлении (процесс 5-3). По окончании сгорания топлива дальнейшее расширение продуктов сгорания (рабочий ход) происходит адиабатически (процесс 3-4), после чего отработавшие газы удаляются из цилиндра (процесс 4-1). Таким образом, в цикле со смешанным сгоранием подвод теплоты q_1 осуществляется вначале по изохоре (q_1'), а затем по изобаре (q_2'').



Процессы и точки на диаграмме:

т.(1) – открытие впускного клапана

1-2 – заполнение объёма цилиндра воздухом

т.(2) – закрытие впускного клапана

2-3 – сжатие воздуха

3-4 – Воспламенение топливной смеси в форкамере при ($v=\text{const}$)

4-5 – Догорание несгоревшего топлива в цилиндре при ($p=\text{const}$)

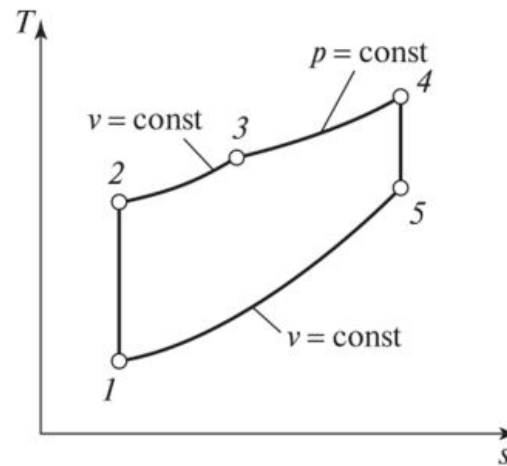
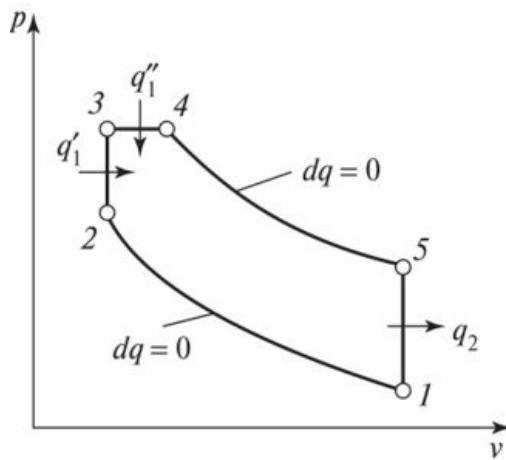
5-6 – Расширение продуктов горения

6-2 – Выравнивание давления в цилиндре

т.(2) –открытие выпускного клапана

2-1 – Выпуск отработанных газов

т.(1) – Закрытие выпускного клапана



$$q_1 = C_v \cdot (T_3 - T_2) + C_p \cdot (T_4 - T_3), \text{ Дж / кг}$$

$$q_2 = C_v \cdot (T_4 - T_1), \text{ Дж / кг}$$

$$l_{\text{расш.}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_4 v_4 - p_5 v_5), \text{ Дж / кг}$$

$$l_{\text{сж.}} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1), \text{ Дж / кг}$$

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2, \text{ Дж / кг}$$

степень сжатия $\varepsilon = v_1 / v_2$

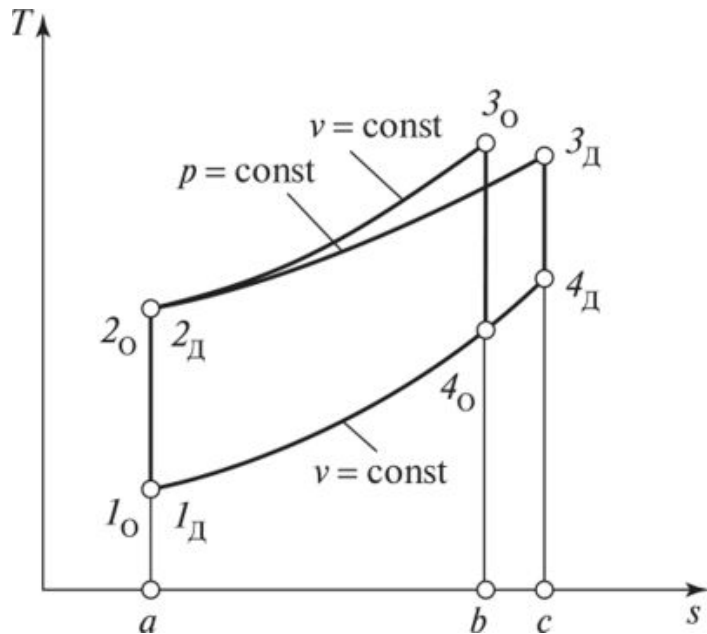
степень повышения давления $\lambda = p_3 / p_2$

степень предварительного расширения $\rho = \frac{v_4}{v_3}$

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \cdot [(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]}$$

Сравнение циклов поршневых ДВС



при одинаковых значениях
степени сжатия

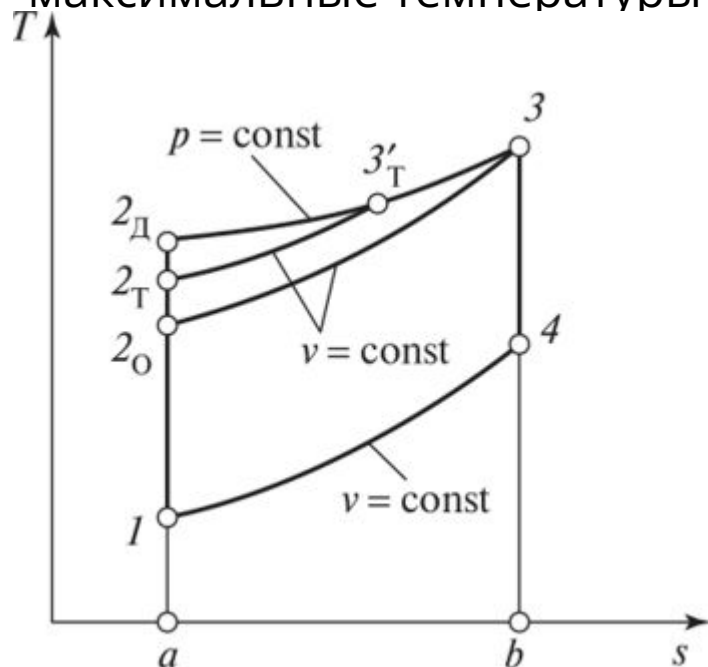
$$\eta_t^{\text{Дизель}} < \eta_t^{\text{Тринклер}} < \eta_t^{\text{Отто}}$$

Сравним циклы Отто и Дизеля при одинаковой степени сжатия и одинаковом количестве подведенной теплоты.

Получаем, что количество отведенной теплоты в цикле Отто (площадь $a-1-4_0-b$) меньше, чем количество отведенной теплоты в цикле Дизеля (площадь $a-1-4_ц-c$). При равенстве подведенной теплоты термический КПД больше у цикла с меньшим количеством отведенной теплоты, т.е. при одинаковой степени сжатия и одинаковом количестве подведенной теплоты цикл Отто имеет термический КПД больше, чем цикл Дизеля.

Цикл Тринклера имеет промежуточное значение термического КПД, т.е. цикл Отто более совершенный для преобразования теплоты в работу. Однако реальные двигатели Отто имеют меньший КПД, чем дизельные двигатели, поскольку в последних реализуется более высокая степень

Большое влияние на прочность и долговечность реального двигателя оказывают максимальная температура и давление рабочего тела. Сравним циклы ДВС при условии, что максимальные температуры и давления одинаковы и одинаковы



Из графика следует, что в изобарном процессе $2_d - 3$ теплоты q_D подводится больше (площадь $a-2_d-3-b$), чем в изохорном q_o (площадь $a-2_o-3-b$). При одинаковом количестве отведенной теплоты q_2 (площадь $a-1-4-b$)

Термический КПД будет выше у цикла с изобарным подводом теплоты (цикла Дизеля), чем у цикла с изохорным подводом (цикла Отто). КПД цикла Тринклера имеет промежуточное значение.

при одинаковых наивысших температурах цикла

$$\eta_t^{\text{Дизель}} > \eta_t^{\text{Тринклер}} > \eta_t^{\text{Отто}}$$

Предкамерный (форкамерный) двигатель может быть как дизельным, так и бензиновым.

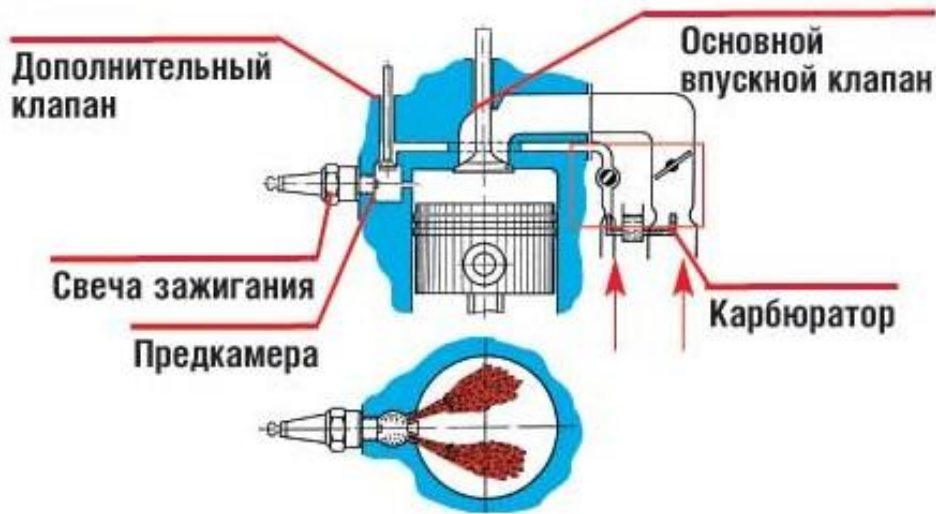
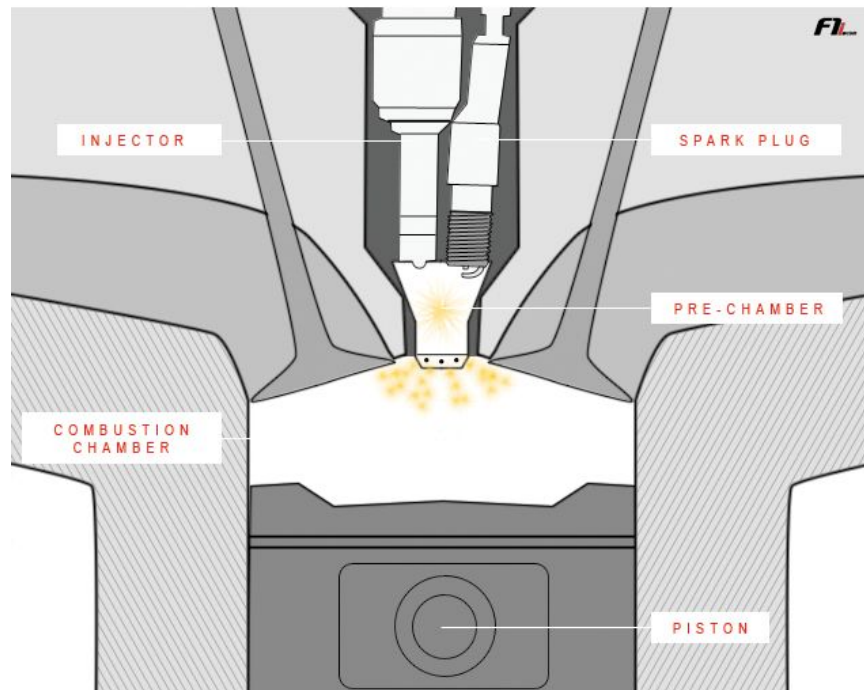


Схема двигателя с форкамерно-факельным зажиганием.

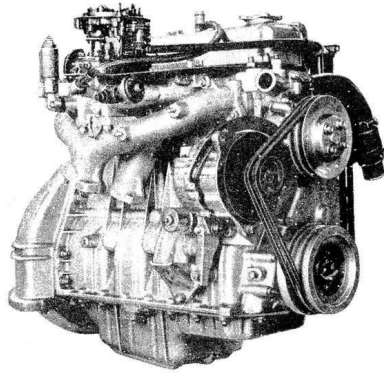
У этого двигателя, кроме основной камеры сгорания в, в головке цилиндров имеется значительно меньшая по объему форкамера. Бензино-воздушная смесь для каждой из камер готовится отдельными секциями карбюратора. В форкамеру через дополнительный клапан поступает обогащенная смесь, а в основную камеру сгорания через впускной клапан — обедненная смесь. Воспламенение смеси в форкамере происходит от свечи зажигания, а в основной камере сгорания — от факела продуктов сгорания, выбрасываемых через каналы в форкамере. Факел завихряет обедненную смесь, благодаря чему ускоряется ее воспламенение и она сгорает быстрее. Двигатели с форкамерно-факельным зажиганием по сравнению с обычными карбюраторными двигателями расходуют до 10% меньше топлива и у них меньше содержание окиси углерода в отработавших газах.

Версия форкамеры Turbulent Jet Ignition, представленная на Всемирном конгрессе SAE в Детройте в апреле 2011 года, отличается от предшественников миниатюрными размерами и удобным расположением. Ее объем составляет менее 2% от объема камеры сгорания, и находится она на позиции штатной свечи, в центре купола цилиндра. В модуль системы входит инжектор прямого впрыска, подающий в форкамеру микродозы бензина под давлением 4 атм.

Система Turbulent Jet Ignition практически всеядна и может работать даже в биотопливных силовых агрегатах. При этом геометрия камеры сгорания и днища поршня перестает играть определяющую роль в достижении максимальной эффективности сгорания, а деградация электродов свечи практически отсутствует из-за минимального напряжения пробоя в запальной смеси.



Выполним тепловой расчёт ДВС ЗМЗ 4022.10



Номинальная мощность $N_e = 73.5$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=4500$ мин⁻¹. Двигатель четырёхцилиндровый $i=4$ с рядным расположением. Степень сжатия = 8.2. Система охлаждения жидкостная закрытого типа.

Для проведения теплового расчёта необходимо принимаем номинальный скоростной режим. Режим максимальной (номинальной) мощности $n_n = 4500$ об/мин

Для расчёта будем использовать бензин Аи-93

Параметры окружающей среды

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа}$$

$$T_k = T_o = 293 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения равен: $\eta_v = 0.87$

Технические характеристики объекта исследования.



Марка двигателя.	ЗМЗ 4022.10.
Расположение цилиндров.	рядное
Количество цилиндров	4
Количество клапанов на цилиндр	2
Ход поршня, мм	92
Диаметр цилиндра, мм	92
Степень сжатия	8,2
Объем двигателя, см ³	2445
Крутящий момент, Нм/об.мин	182/2500
Расход топлива, л/100 км	13.5
Топливо	АИ-92
Рабочая температура двигателя, град.	92
Мощность, л.с./об.мин	100/4500

1. Средний элементный состав и молекулярная масса бензина: $C = 0,855$; $H = 0,145$;

$mT = 115$

$$H_u = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot (9 \cdot 0,145 + 0) = 43930 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2. Количество горючей смеси

$$M_1 = 0,96 \cdot 0,516 + 1/115 = 0,5041 \text{ кмоль гор. смеси/кг топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0655$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0057$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = \frac{0,145}{2} + 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0696$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0029$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}$$

$$= 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,5360 \text{ кмоль прод. сг./кг топл.}$$

3. Параметры рабочего

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right),$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,815}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,516 \text{ кмоль} \frac{\text{ВОЗД}}{\text{КГ ТОПЛ}}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right),$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,815 + 8 \cdot 0,145 - 0 \right) = 14,957 \text{ кг} \frac{\text{ВОЗД}}{\text{КГ ТОПЛ}}$$

4. Давление остаточных газов

$$P_{rN} = 1,18 \cdot P_o = 1,18 \cdot 0,1 = 0,118 \text{ мПа}$$

$$A_p = (P_{rN} - P_o \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 \cdot P_o)$$

$$A_p = (0,118 - 0,1 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (4500^2 \cdot 0,1) = 0,7160$$

Температура подогрева свежего заряда

Для получения хорошего наполнения двигателей на номинальных скоростных режимах ΔT_N принимается равной 8°C

Отсюда:

$$A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125 \cdot n_N) = 8 / (110 - 0,0125 \cdot 4500) = 0,1488$$

5. Плотность заряда на впуске

$$\rho_o = P_o \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_o)$$

$$0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3$$

Где $R_B = 287$ кг/(дж·град) удельная газовая постоянная для воздуха.

6. Давление в конце пуска

$$P_a = P_o - \Delta P_a$$

$$P_{aN} = 0,1 - 0,0150 = 0,085 \text{ мПа}$$

7. Процесс сжатия

$$P_{cN} = P_a \cdot \epsilon^{n_1} = 0,0855 \cdot 8,2^{1,377} = 1,6184 \text{ мПа}$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_{cN} = 338 \cdot 8,2^{1,377 - 1} = 747\text{K}$$

8. Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия свежей смеси

$$(m \cdot c_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c$$
$$(m \cdot c_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 474 = 21,850 \text{ кДж/(кмоль·град)}$$

9. Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения горючей

$$\mu_0 = M_2/M_1$$

и рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$$

$$\mu_0 = 0,5360/0,5041 = 1,0633$$

$$\mu = (1,0633 + 0,0516)/(1 + 0,0516) = 1,0602$$

Количество теплоты потерянное вследствие химической неполноты сгорания и теплота сгорания рабочей смеси равны:

$$t_{zN} = (-26,143 + \sqrt{26,143^2 + 4 \cdot 0,002202 \cdot 81893}) / (2 \cdot 0,002202) = 2575^\circ\text{C}$$

$$T_{zN} = t_z + 273 = 2848\text{K}$$

10. Максимальное теоретическое давление сгорания

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c$$

$$p_{zN} = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c = 1,6184 \cdot 1,0603 \cdot 2848 / 747 = 6,5423 \text{ мПа}$$

Максимальное давление сгорания действительное

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z$$

$$p_{zДN} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 6,5423 = 5,5609 \text{ мПа}$$

11. Степень повышения давления

$$\lambda = p_z / p_c$$

$$\lambda_N = p_z / p_c = 5,5609 / 1,6184 = 3,4360$$

12. Среднее индикаторное давление

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{P_z}{P_c (n_2 - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

$$P_i = \frac{1,886}{8,2 - 1} \left(\frac{3,4360}{1,19 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8,2^{1,9 - 1}} \right) - \frac{1}{1,39 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8,2^{1,39 - 1}} \right) \right) =$$

1,185 мПа

Где n_1 и n_2 (Показатель политропы сжатия) равны:

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{n} \quad n_2 = 1.22 - \frac{130}{n}$$

n -количество оборотов.

13. Индикаторный
КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot p_0 \cdot \eta_V}$$

$$\eta_i = \frac{1,185}{43,93} \cdot \frac{14,957}{1,189} \cdot \frac{0,96}{0,87} = 0,381$$

14.Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i$$

Где $\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i}$ (механический КПД)

$$P_e = P_i - P_M \text{ (эффективное давление)}$$

В свою очередь $P_M = 0.035 + 0.00005 \cdot n$ где n число оборотов

Произведя расчёты получим:

$$P_M = 0.035 + 0.00005 \cdot 4500 = 0,26$$

$$P_e = 1,185 - 0,26 = 0,925$$

$$\eta_M = \frac{0,925}{1,185} = 0,78$$

$$\eta_e = 0,78 \cdot 0,381 = 0,297$$

Смешанный цикл был предложен советским инженером в 1898—1899 Густавом Васильевичем Тринклером.

Преимущества этого вида двигателей:

- отсутствие карбюратора и свечи;
- дешевое топливо;
- меньший расход топлива по сравнению с карбюраторными и газовыми двигателями.
- бескомпрессорное распыливание топлива
- экономичность

Недостатки:

- чувствителен к качеству топлива
- более дорог в обслуживании в сравнении с карбюраторными и газовыми аналогам
- меньшая надёжность