

Тема № 8. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания и ГТ.

■ 8.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВС

- *Все современные двигатели внутреннего сгорания подразделяются на три основные группы:*

1. Двигатели, в которых используется цикл с подводом тепла при постоянном объеме $v=\text{const}$ (цикл Отто).

2. Двигатели, в которых используется цикл с подводом тепла при постоянном давлении $p=\text{const}$ (цикл Дизеля).

3. Двигатели, в которых используется смешанный цикл с подводом тепла как при $v=\text{const}$, так и при $p=\text{const}$ (цикл Тринклера).

- *При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания к числу определяемых величин относятся; количество подведенной и отведенной теплоты, основные параметры состояния в характерных точках цикла, термический КПД цикла.*

■ 8.2. ЦИКЛЫ ДВС С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ ПОСТОЯННОМ ОБЪЕМЕ

- Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по так называемой индикаторной диаграмме (снятой с помощью специального прибора – индикатора). Индикаторная диаграмма двигателя, работающего со сгоранием топлива при постоянном объеме, представлена на рис. 8.1.

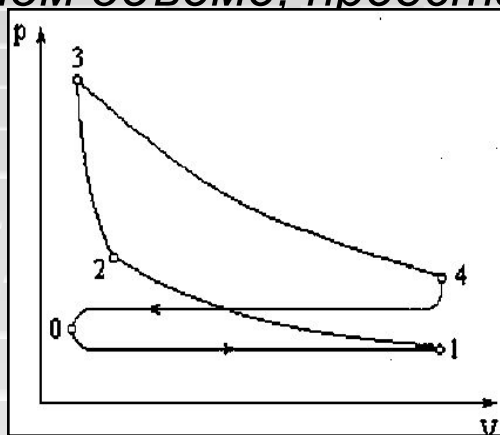


Рис. 8.1.

- В данном случае рабочий процесс совершается за четыре хода поршня (такта). Коленчатый вал делает за это время два оборота. Поэтому рассмотренные двигатели называются четырехтактными.
- Из анализа работы реального двигателя видно, что рабочий процесс не является замкнутым, и в нем присутствуют все признаки необратимых процессов: трение, теплообмен при конечной разности температур, конечные скорости поршня и проч.

- Так как в термодинамике исследуются лишь идеальные обратимые циклы, то для исследования цикла ДВС примем следующие допущения:
 - рабочее тело – идеальный газ с постоянной теплоемкостью;
 - количество рабочего тела постоянно;
 - между рабочим телом и источниками теплоты имеет место бесконечно малая разность температур;
 - подвод теплоты к рабочему телу производится не за счет сжигания топлива, а от внешних источников теплоты. То же самое справедливо и для отвода теплоты.

Рассмотрим идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным подводом теплоты. Цикл в $p-v$ – координатах представлен на рис. 8.2.

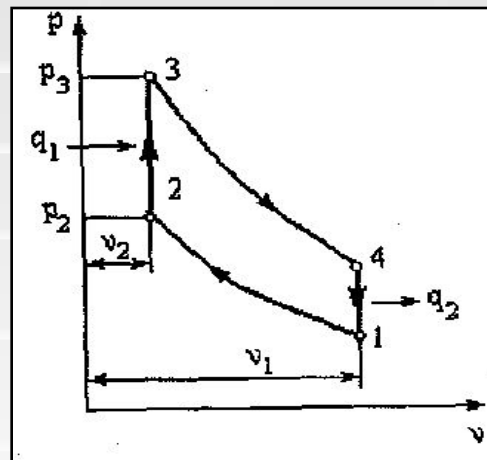


Рис. 8.2.

■ Характеристиками цикла являются: $\epsilon = v_1/v_2$ – степень сжатия; $l = p_3/p_2$ – степень повышения давления.

■ Количество подведенной и отведенной теплот определяется по формулам

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2);$$

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

■ Подставляя эти значения теплот в формулу для термического КПД, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}.$$

■ Найдем параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла.

■ Точка 2. $v_2 = v_1/\epsilon$, $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\epsilon^k$, $T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1\epsilon^{k-1}$.

■ Точка 3. $v_3 = v_2$; $p_3 = p_2\lambda = p_1\epsilon^k\lambda$; $\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda$.

■ Отсюда $T_3 = T_2\lambda = T_1\epsilon^{k-1}\lambda$

■ Точка 4. $v_4 = v_1$; $p_4 = p_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_3\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k = \frac{p_3}{\epsilon^k} = p_1\lambda$;

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \quad .$$

- С учетом найденных значений температур формула для кпд примет вид $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$. (8.1) Из последнего соотношения следует, что термический кпд увеличивается с возрастанием степени сжатия ε и показателя адиабаты k .
- Однако повышение степени сжатия в двигателях данного типа ограничивается возможностью преждевременного самовоспламенения горючей смеси. Поэтому рассматриваемые типы двигателей имеют относительно низкие кпд. В зависимости от рода топлива степень сжатия в таких двигателях изменяется от 4 до 9.
- Работа цикла определяется по формуле $l_{ц} = q_1 \eta_t = c_v (T_3 - T_2) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)$.
- Циклы с подводом теплоты при постоянном объеме применяются в карбюраторных типах двигателей с использованием принудительного воспламенения от электрической искры.

8.3. ЦИКЛЫ ДВС С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ ПРИ

ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

- Двигатели, в основу работы которых положен цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (с постепенным сгоранием), имеют ряд преимуществ по сравнению с двигателями, работающими по циклу с подводом теплоты при постоянном объеме. Они связаны с тем, что в двигателях с постепенным сгоранием осуществляется раздельное сжатие топлива и воздуха. Поэтому здесь можно достигать значительно более высоких степеней сжатия.
- Воздух при высоких давлениях имеет настолько высокую температуру, что подаваемое в цилиндр топливо самовоспламеняется без всяких специальных запальных приспособлений. Кроме того, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое дешевое топливо – нефть, мазут, смолы и проч.
- Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до $\epsilon = 20$), исключая преждевременное самовоспламенение топлива. Постоянство давления при горении топлива обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки. Конструкция такого двигателя впервые была разработана немецким инженером Дизелем.

- Рассмотрим идеальный цикл двигателя с подводом теплоты при постоянном давлении в $p\nu$ - диаграмме (рис. 8.3).

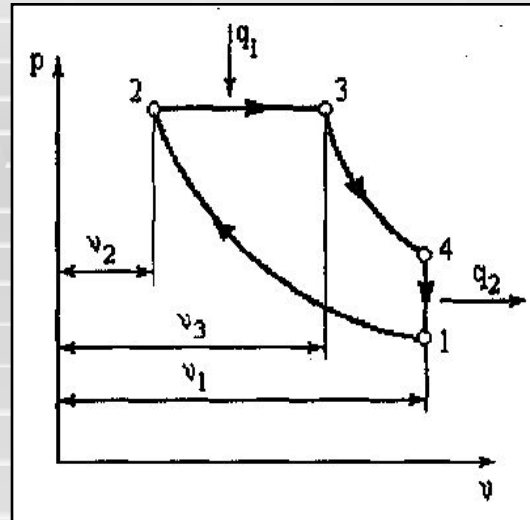


Рис. 8.3.

- Характеристиками цикла являются: $\varepsilon = \nu_1 / \nu_2$ - степень сжатия;
 $\rho = \nu_3 / \nu_2$ - степень предварительного расширения.
- Количество подведенной и отведенной теплот определяются по формулам

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2);$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1).$$

- Термический КПД цикла в предположении постоянства теплоемкостей c_p и c_v и их отношения $k=c_p/c_v$ будет

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} .$$

- Параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

- Точка 2. $v_2 = v_1/\varepsilon$; $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$; $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$.

- Точка 3. $v_3 = v_2\rho = v_1\rho/\varepsilon$; $p_3 = p_2 = p_1\varepsilon^k$; $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho$.

- Отсюда $T_3 = T_2\rho = T_1\varepsilon^{k-1}\rho$.

- Точка 4. $v_4 = v_1$; $p_4 = p_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k = p_1\varepsilon^k\left(\frac{v_2\rho}{v_1}\right)^k = p_1\rho^k$;

$$T_4 = T_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = T_1\varepsilon^{k-1}\rho\left(\frac{v_2\rho}{v_1}\right)^{k-1} = T_1\rho^k .$$

- Подставляя полученные значения температур в формулу для КПД, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} .(8.2)$$

- Отсюда следует, что с увеличением ϵ и k кпд увеличивается, а с увеличением r – уменьшается.
- Работа цикла определяется по формуле

$$l_{\text{ц}} = q_1 \eta_t = c_p (T_3 - T_2) \left[1 - \frac{\rho^k - 1}{k \epsilon^{k-1} (\rho - 1)} \right].$$

- Сравнения кпд циклов ДВС с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$ при одинаковых давлениях и температурах, но при различных ϵ показывают, что $\eta_{tp} > \eta_{tv}$.
- При этом степень сжатия ϵ в цикле с подводом теплоты при $p = \text{const}$ больше, чем в цикле с подводом теплоты при $v = \text{const}$.

■ 8.4. ЦИКЛЫ ДВС СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ.

- Одним из недостатков двигателей, в которых применяется цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, является необходимость использования компрессора, применяемого для подачи топлива. Наличие компрессора усложняет конструкцию и уменьшает экономичность двигателя, т.к. на его работу затрачивается (6 – 10)% от общей мощности двигателя. С целью упрощения конструкции и увеличения экономичности двигателя русский инженер Г.В.Тринклер разработал проект бескомпрессорного двигателя высокого сжатия. На рис. 9.4 представлен идеальный цикл двигателя со смешанным подводом теплоты в $p-v$ – координатах.

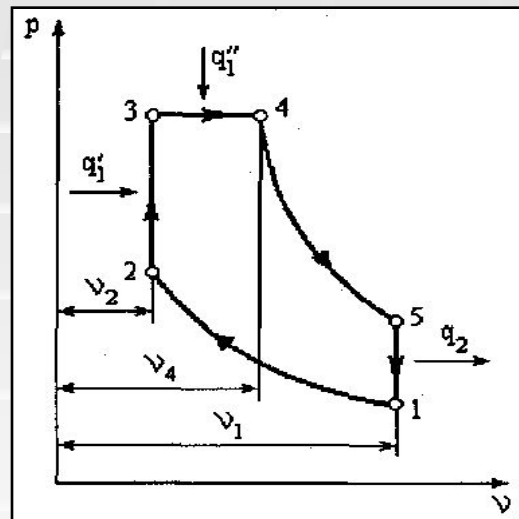


Рис. 8.4.

■ Характеристиками цикла являются:

■ степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$; степень повышения давления $\lambda = p_3/p_2$;

■ степень предварительного расширения $\rho = v_4/v_3$.

■ Количества подведенной и отведенной q_2 теплот определяются по формулам:

$$q_1' = c_v (T_3 - T_2);$$

$$q_1'' = c_p (T_4 - T_3);$$

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1).$$

■ Термический КПД цикла будет $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''} = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}$.

■ Найдем параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

■ Точка 2. $v_2 = v_1/\varepsilon$; $p_2 = p_1(v_1/v_2)^k = p_1\varepsilon^k$; $T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1\varepsilon^{k-1}$

$$v_3 = v_2 = v_1/\varepsilon \quad p_3 = p_2\lambda = p_1\varepsilon^k\lambda \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda$$

■ Точка 3. $T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda$;

■ Отсюда .

- Точка 4. $v_4 = v_3 \rho = v_1 \rho / \varepsilon$; $p_4 = p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda$; $\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho$.

- Отсюда $T_4 = T_3 \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho$.

- Точка 5. $v_5 = v_1$; $p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = p_1 \varepsilon^k \lambda \left(\frac{v_1 \rho}{v_1 \varepsilon} \right)^k = p_1 \lambda \rho^k$;

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho \left(\frac{v_1 \rho}{v_1 \varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \lambda \rho^k .$$

- Подставив найденные значения температур в формулу для КПД, будем иметь

- $$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]} \quad .(8.3)$$

- Отсюда следует, что с увеличением k , ε и l КПД цикла возрастает, а с увеличением r уменьшается.