



Циклы двигателей внутреннего сгорания

Краткие исторические сведения

Назначение любого теплового двигателя – превращение *теплоты* в *работу*. Необходимая для перевода в работу теплота получается при сгорании жидких, твердых или газообразных топлив. Топливо может сжигаться вне тепловой машины (паровые машины и турбины) – это так называемые *двигатели внешнего сгорания*. Двигатели, в которых процесс сгорания осуществляется в рабочем пространстве машины, называются *двигателями внутреннего сгорания* (ДВС).

Одним из первых указал на возможность создания ДВС Сади Карно в своей работе «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» (1824 г.). В 1860 г. французский механик *Ленуар* построил первый ДВС, работающий на светильном газе, но без предварительного сжатия рабочего тела. Двигатель имел низкий КПД и не получил широкого распространения.

В 1877 г. немецкий инженер *Отто* построил бензиновый двигатель, работа которого осуществлялась по принципу, запатентованному французом Бо-де-Роша в 1862 г. В 1897 г. немецкий инженер *Дизель* разработал двигатель, работающий на керосине, который распылялся в цилиндре воздухом высокого давления от компрессора. В 1904 г. русским инженером *Тринклером Г.В.* был построен безкомпрессорный двигатель со смешанным сгоранием топлива. Этот двигатель получил самое широкое распространение во всем мире.

Реальные и идеальные циклы.

Виды поршневых ДВС

Рабочим телом в ДВС являются в начале воздух или смесь воздуха с топливом, а в конце – смесь газов, образовавшаяся при сгорании топлива. Теплота к рабочему телу подводится от сжигаемого топлива внутри цилиндров двигателя, в которых расширяющийся от нагревания газ перемещает поршень. Полученная газом энергия частично расходуется на совершение механической работы, остальная часть отдается окружающей среде.

Основными элементами любого поршневого ДВС являются цилиндр 1 с поршнем 2, возвратно-поступательное движение которого преобразуется во вращательное движение коленчатого вала 8 с помощью кривошипно-шатунного механизма 6, 7 (рис. 1). В верхней части цилиндра размещены впускной 4 и выпускной 5 клапаны, приводимые в движение от главного вала двигателя, а также свеча зажигания 3 топливной смеси (или форсунка для распыления топлива). Помимо этого у ДВС имеются механизм газораспределения, системы питания топливом, зажигания, смазки, охлаждения и регулирования (на рисунке не показаны).

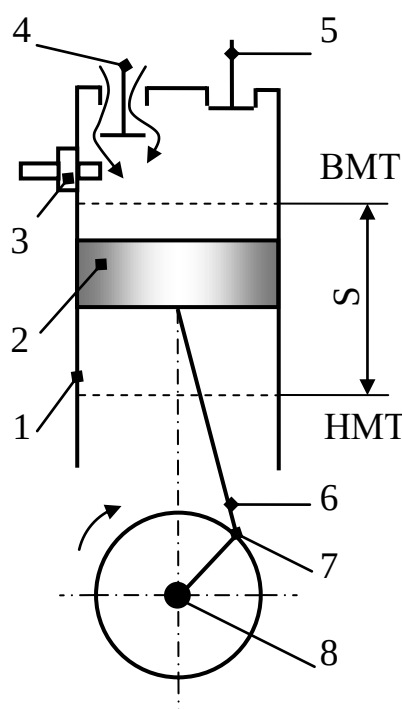


Рис. 1. Схема поршневого ДВС

В возвратно-поступательном движении поршня различают два крайних положения: *верхнее* и *нижнее*, в которых поршень меняет направление движения на обратное. Эти положения называются *мертвыми точками*. Расстояние между мертвыми точками называют *ходом поршня S*, а перемещение поршня из ВМТ в НМТ или наоборот – *тактом*. Внутренний объем цилиндра в пределах хода поршня называют *рабочим объемом* цилиндра.

Часть объема цилиндра, заключенную между крышкой и поршнем, находящимся в ВМТ, называют *камерой сгорания*.



Для обеспечения наиболее полного сгорания топлива оно должно быть хорошо перемешано с воздухом. Смесь распыленного в воздухе топлива, предназначенного для сжигания, называют *рабочей смесью*, а процесс приготовления рабочей смеси – *смесеобразованием*.

По способу приготовления горючей смеси ДВС подразделяются на две группы: с *внешним* и *внутренним* смесеобразованием.

К двигателям с внешним смесеобразованием относятся карбюраторные, инжекторные и газовые двигатели. Рабочая смесь в них приготавливается в специальном устройстве – карбюраторе, инжекторе (при работе на бензине или керосине) или смесителе (при работе на газовом топливе). В этом случае в камеру сгорания подается уже готовая рабочая смесь, которая воспламеняется принудительно от электрической искры (свечи зажигания).

В двигателях с внутренним смесеобразованием приготовление рабочей смеси происходит внутри рабочего цилиндра, куда воздух и топливо подаются отдельно. Сначала поршень сжимает чистый воздух до давления 3–4 МПа, вследствие чего его температура в конце сжатия достигает 600–650 °С, затем в камеру сгорания через форсунку впрыскивается жидкое топливо (дизельное или моторное), которое воспламеняется при смешении с раскаленным воздухом.

По способу осуществления цикла ДВС могут быть двух- и четырехтактными. В четырехтактном двигателе рабочий цикл осуществляется за четыре хода поршня (такта), т.е. за два оборота вала, а в двухтактном двигателе – за два хода (такта) поршня, т.е. один оборот коленчатого вала.

Исследование работы реального поршневого двигателя проводят по диаграмме, в которой регистрируется изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня (объема) за весь цикл. Такую диаграмму, снятую с помощью прибора – индикатора, называют индикаторной диаграммой (рис. 2).

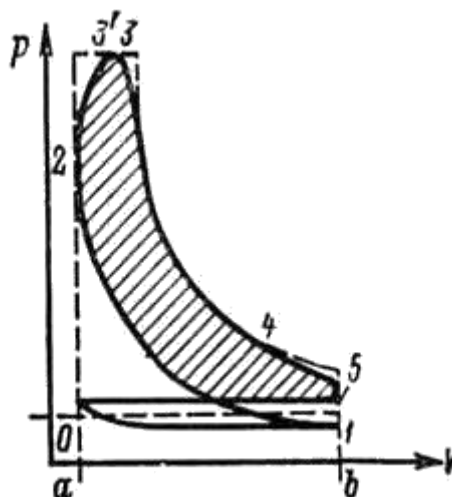


Рис. 2. Действительная индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя

Рассмотрим диаграмму:

0-1 – заполнение цилиндра воздухом (при внутреннем смесеобразовании) или рабочей смесью (при внешнем смесеобразовании) при давлении несколько ниже атмосферного из-за гидродинамического сопротивления впускных клапанов и всасывающего трубопровода,

1-2 – сжатие воздуха или рабочей смеси,

2-3'-3 – период горения рабочей смеси,

3-4 – рабочий ход поршня (расширение продуктов сгорания), совершается механическая работа,

4-5 – выхлоп отработавших газов, падение давления до атмосферного происходит практически при постоянном объеме,

5-0 – освобождение цилиндра от продуктов сгорания.

В реальных тепловых двигателях преобразование теплоты в работу связано с протеканием сложных необратимых процессов (имеются трение, химические реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен и др.). Термодинамический анализ такого цикла достаточно сложен.

В связи с этим для выявления основных факторов, влияющих на эффективность работы установок, действительные процессы заменяют обратимыми термодинамическими процессами, допускающими применение для их анализа термодинамических методов. Такие циклы называют *теоретическими*.

Допущения, используемые для теоретических циклов:

- циклы замкнуты (в действительности продукты сгорания удаляются в атмосферу, а на их место поступает новое рабочее тело).
- Рабочее тело – идеальный газ с постоянной теплоемкостью.
- Подвод теплоты осуществляется от внешних источников теплоты, а не за счет сжигания топлива (аналогично отвод теплоты).
- Механические потери (трение, потери теплоты) отсутствуют.
- Процессы 0-1 и 5-0 исключают из рассмотрения, т.к. работа в них практически одинаковая, только имеет разный знак.

Анализ циклов тепловых двигателей проводится в два этапа: сначала анализируется эффективность теоретического (обратимого) цикла, а затем – реальный (необратимый) цикл с учетом основных источников необратимости.

Для ДВС рассматривают следующие основные циклы:

- цикл Отто – цикл с подводом теплоты при постоянном объеме ($v = const$);
- цикл Дизеля – цикл с подводом теплоты при постоянном давлении ($P = const$);
- цикл Тринклера – цикл со смешанным подводом теплоты ($v = const$ и $P = const$).

Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера)

Цикл со смешанным подводом теплоты – цикл Тринклера – характерен для так называемых бескомпрессорных двигателей тяжелого топлива.

Особенности: механическое распыление горючего (с помощью плунжерного насоса), внутреннее смесеобразование, самовоспламенение от сжатого до высокой температуры воздуха.

Это теоретический цикл всех современных транспортных и стационарных дизелей.

Изобразим цикл на рабочей и тепловой диаграмме (рис. 3).

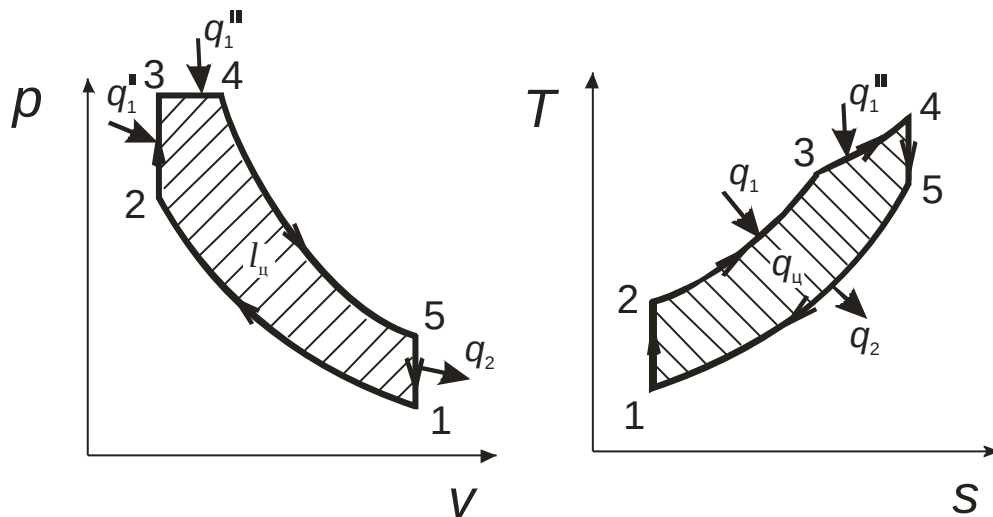


Рис. 3. Цикл Тринклера. Рабочая (P - v) и тепловая (T - s) диаграммы.

Рассмотрим термодинамические процессы цикла:

- 1-2 – адиабатное сжатие,
- 2-3 – изохорный подвод теплоты,
- 3-4 – изобарный подвод теплоты,
- 4-5 – адиабатное расширение,
- 5-1 – изохорный отвод теплоты.

Характеристики цикла:

$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ – степень сжатия (отношение объемов в начале и конце процесса сжатия 1-2).

$\lambda = \frac{P_3}{P_2}$ – степень повышения давления (отношение давлений в процессе изохорного подвода теплоты).

$\rho = \frac{v_4}{v_3}$ – степень предварительного расширения (отношение объемов в процессе изобарного подвода теплоты).

При анализе считают известными: состояние рабочего тела в т.1 (T_1, P_1) и характеристики цикла $\varepsilon, \lambda, \rho$. Вместо одной из характеристик может быть задана максимальная температура или максимальное давление.

Расчет цикла заключается в определении:

- параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла (P, T, v),
- энергетических характеристик цикла: подводимой удельной теплоты q_1 , отводимой удельной теплоты q_2 , цикловой работы $l_{\text{ц}}$ и термического КПД цикла η_t .

**Расчет параметров в характерных точках цикла**

Для определения параметров состояния в точке 2 рассмотрим процесс 1-2 – адиабатное сжатие. Запишем уравнение адиабатного процесса в следующем виде:

$$Pv^k = const, \text{ или } P_1 v_1^k = P_2 v_2^k.$$

Выразим из уравнения давление в т.2:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \varepsilon^k.$$

Для определения температуры в т.2 запишем уравнение адиабатного процесса в виде:

$$T v^{k-1} = const, \text{ или } T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$$

Отсюда:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = T_1 \varepsilon^{k-1}.$$

Для определения параметров состояния в точке 3 рассмотрим процесс 2-3 – изохорный процесс с подводом теплоты, при этом давление возрастает пропорционально температуре:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}.$$

Давление в т.3 можно рассчитать по формуле:

$$P_3 = P_2 \lambda = P_1 \varepsilon^k \lambda.$$

Температура в т.3:

$$T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right) = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda$$

Для определения параметров состояния в точке 4 рассмотрим процесс 3-4 – изобарное расширение с подводом теплоты, при этом удельный объем возрастает пропорционально температуре:

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3}.$$

Давление в т.4: $P_4 = P_3$.

Температура в т.4:



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

Определим параметры состояния в точке 5.

Рассмотрим процесс 4-5 – адиабатное расширение. Используя уравнение адиабатного процесса, получим выражение для абсолютного давления в т.5:

$$Pv^k = \text{const}, P_4 v_4^k = P_5 v_5^k$$

$$P_5 = P_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = P_4 \left(\frac{v_4}{v_3} \cdot \frac{v_3}{v_5} \right)^k = P_4 \left(\frac{\rho v_2}{v_1} \right)^k = P_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^k = P_1 \varepsilon^k \lambda \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^k = P_1 \lambda \rho^k.$$

Для определения абсолютной температуры в т.5 рассмотрим изохорный процесс 5-1.

Для изохорного процесса:

$$\frac{P_5}{P_1} = \frac{T_5}{T_1}.$$

Отсюда:

$$T_5 = T_1 \left(\frac{P_5}{P_1} \right) = T_1 \lambda \rho^k.$$

Определив таким образом давление и температуру в характерных точках, можно рассчитать удельный объем v в каждой точке, используя уравнение Клапейрона:

$$Pv = RT.$$

Расчет энергетических характеристик цикла:

Подводимая теплота.

В цикле Тринклера теплота подводится в двух процессах:

2-3 ($v = \text{const}$) и 3-2 ($p = \text{const}$), поэтому она будет равна сумме:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_V(T_3 - T_2) + c_P(T_4 - T_3).$$

Подставляя значения температур, получим:

$$q_1 = c_V(T_1 \lambda \varepsilon^{k-1} - T_1 \varepsilon^{k-1}) + c_P(T_1 \lambda \rho \varepsilon^{k-1} - T_1 \varepsilon^{k-1})$$

$$= c_V T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)).$$

Отводимая теплота.



Теплота отводится в изохорном процессе 4-5. Определим ее абсолютное значение, т.к. она отрицательная.

$$|q_2| = c_V(T_5 - T_1).$$

Подставляя значения температур, получим:

$$|q_2| = c_V(T_5 - T_1) = c_V T_1(\lambda \rho^k - 1).$$

Разница между подводимой и отводимой теплотой:

$q_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|$ графически равна площади цикла на тепловой диаграмме (см. рис. 2).

Работа цикла.

Работа цикла равна разнице между подводимой и отводимой теплотой:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2| = c_V T_1 \left(\varepsilon^{k-1} (\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)) - (\lambda \rho^k - 1) \right).$$

Графически работа цикла равна площади цикла на рабочей диаграмме (см. рис. 2).

Термический КПД цикла.

Термический КПД цикла равен отношению цикловой работы к подводимой теплоте:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_V T_1 (\lambda \rho^k - 1)}{c_V T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1))} \\ &= 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} (\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1))}. \end{aligned}$$

Анализ эффективности цикла

Термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла зависит от характеристик цикла $\varepsilon, \lambda, \rho$ и от свойств рабочего тела ($k = c_p/c_V$).

$$\eta_t = f(\varepsilon, \lambda, \rho, k)$$

Показатель адиабаты k определяется составом продуктов сгорания и изменяется незначительно от 1,33 до 1,37.

Проанализировать влияние характеристик цикла $\varepsilon, \lambda, \rho$ на КПД удобнее всего по тепловой диаграмме. Известно, что чем шире температурный



диапазон цикла (разница между средними температурами подвода и отвода теплоты), тем больше его термический КПД.

1. При увеличении степени сжатия конечная точка процесса 1-2 сместится в т.2' (рис. 4). Средняя температура подвода теплоты T_1^{cp} при этом увеличивается, следовательно, термический КПД также увеличится.

$$\varepsilon \uparrow; 1-2 \rightarrow 1-2'; T_1^{cp} \uparrow \rightarrow \eta_t \uparrow.$$

Для цикла Тринклера степень сжатия изменяется в пределах:
 $\varepsilon = 13 \div 20$.

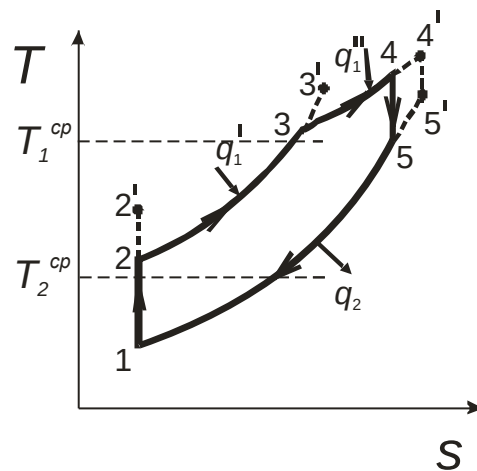


Рис. 4. К анализу эффективности цикла Тринклера

2. С увеличением степени повышения давления конечная точка процесса 2-3 сместится в т.3'. Средняя температура подвода теплоты T_1^{cp} при этом увеличивается, значит, термический КПД также увеличится.

$$\lambda \uparrow; 2-3 \rightarrow 2-3'; T_1^{cp} \uparrow \rightarrow \eta_t \uparrow.$$

Обычное значение $\lambda \approx 2$.

3. Если увеличить степень предварительного расширения, то конечная точка процесса 3-4 сместится в т.4'. Надо отметить, что для замкнутости цикла т. 5 необходимо сместить в т. 5'.

Средняя температура подвода теплоты увеличивается T_1^{cp} . Но в этом случае увеличится и средняя температура отвода теплоты T_2^{cp} .

T_2^{cp} – растет быстрее (по изохоре), T_2^{cp} растет медленнее (по изобаре).



Температурный диапазон цикла сузится, следовательно, термический КПД уменьшится.

$$\rho \uparrow; 4 - 5 \rightarrow 4' - 5'; T_1^{\text{cp}} \uparrow \rightarrow T_2^{\text{cp}} \uparrow; \Delta T^{\text{cp}} \downarrow; \eta_t \downarrow.$$

Таким образом, увеличение степени предварительного расширения снижает термический КПД. На практике ρ стараются уменьшить: $\rho = 1.1 \div 1.9$.

Конструкция двигателя, работающего по циклу Тринклера, включает «предкамеру» (форкамеру) (рис. 5). После сжатия воздуха в «предкамеру» подается под высоким давлением топливо и происходит быстрое сгорание приготовленной смеси при постоянном объеме, а потом происходит сгорание горючего при постоянном давлении по мере его поступления в камеру сгорания.

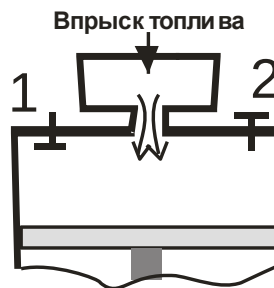


Рис. 5. Схема ДВС, работающего по циклу Тринклера (1 – впускной клапан, 2 – выпускной клапан)

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто)

Это цикл бензиновых ДВС с внешним смесеобразованием и принудительным искровым зажигание горючей смеси. Такие ДВС применяют на легковом автотранспорте.

Рабочая и тепловая диаграммы цикла Отто представлены на рис. 6.

Характеристики цикла:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} - \text{степень сжатия.}$$

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} - \text{степень повышения давления.}$$

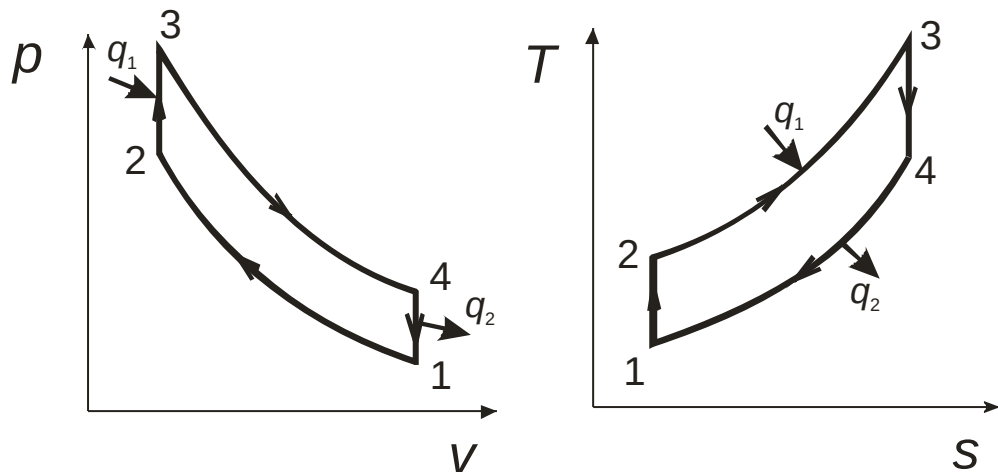


Рис.6. Цикл Отто. Рабочая (P - v) и тепловая (T - s) диаграммы.
(1-2 – адиабатное сжатие, 2-3 – изохорный подвод теплоты,
3-4 – адиабатное расширение, 4-1 – изохорный отвод теплоты)

Параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла определяются аналогично рассмотренному ранее циклу Тринклера.

Подводимая теплота: $q_1 = c_V(T_3 - T_2)$.

Отводимая теплота: $|q_2| = c_V(T_4 - T_1)$.

Работа цикла: $l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|$.

Термический КПД цикла: $\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$.

Чем больше степень сжатия ε , тем выше эффективность цикла. Увеличение ε в карбюраторных двигателях ограничено наступлением детонации (взрывного сгорания), которая зависит от температуры самовоспламенения горючей смеси и конструктивных особенностей камеры сгорания, поэтому $\varepsilon = 6 \div 12$.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля)

Это цикл компрессорных дизелей – ДВС тяжелого топлива (дизельного, солярного и др.) с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением горючего от сжатого до высокой температуры воздуха. Горючее распыляется воздухом, подаваемым в цилиндр компрессором. Из-за



больших габаритов и веса компрессорные дизели применяются на судах и в качестве стационарных установок электростанций.

Рабочая и тепловая диаграммы цикла Дизеля представлены на рис. 7.

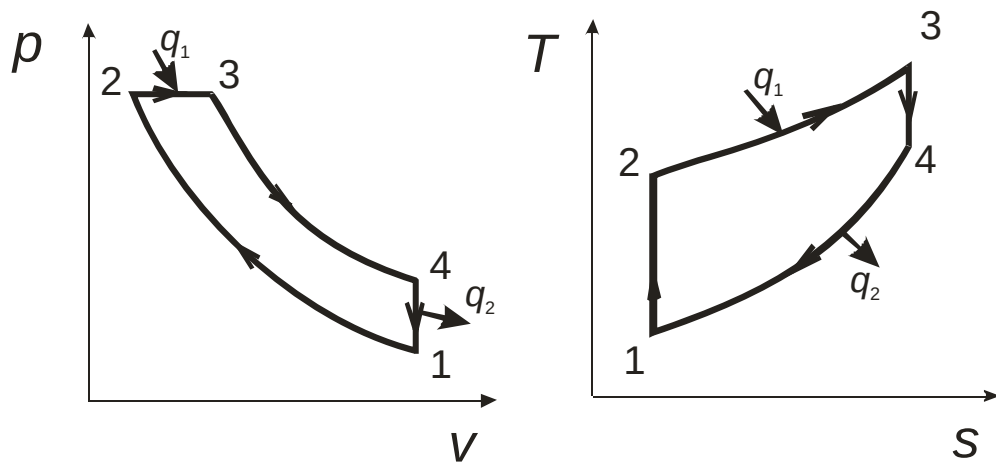


Рис. 7. Цикл Дизеля. Рабочая (P - v) и тепловая (T - s) диаграммы.
(1-2 – адиабатное сжатие, 2-3 – изобарный подвод теплоты, 3-4 – адиабатное расширение, 4-1 – изохорный отвод теплоты)

Характеристики цикла:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} - \text{степень сжатия.}$$

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

Параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла определяются аналогично рассмотренному ранее циклу Тринклера.

$$\text{Подводимая теплота: } q_1 = c_p(T_3 - T_2).$$

$$\text{Отводимая теплота: } |q_2| = c_v(T_4 - T_1).$$

$$\text{Работа цикла: } l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|.$$

$$\text{Термический КПД цикла: } \eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)}.$$

Верхний предел ε ограничивается в дизелях быстрым увеличением давления. Применяют значения $\varepsilon = 14 \div 25$. Увеличение ρ отрицательно влияет на повышение эффективности цикла. По мере совершенствования процессов смесеобразования и горения ρ уменьшается.



Сравнение эффективности идеальных циклов

Термодинамическая эффективность циклов зависит от условий их осуществления. В одних условиях эффективен один цикл, в других – другой.

1. Сравним циклы Отто и Дизеля по значению термического КПД η_t при одинаковых степенях сжатия $\varepsilon = idem, T_1 = idem$.

Для наглядности будем использовать графическую интерпретацию подводимой и отводимой теплоты на тепловой диаграмме (рис. 8): площадь нелинейной трапеции ниже линии процесса численно равна удельной теплоте.

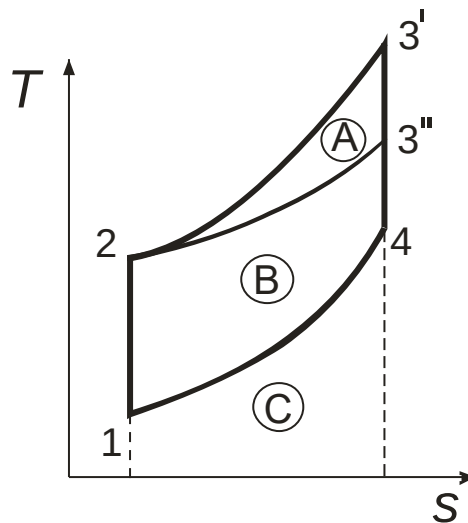


Рис. 8. Сравнение циклов Отто (123'4) и Дизеля (123''4) при одинаковой степени сжатия

$$\eta_t^{\text{Диз}} = \frac{B}{B+C} \eta_t^{\text{Отто}} = \frac{A+B}{A+B+C}$$

$$\eta_t^{\text{Отто}} > \eta_t^{\text{Диз}}$$

При одинаковых степенях сжатия цикл с изохорным подводом теплоты имеет больший КПД, чем цикл с изобарным подводом, так как средняя температура подвода теплоты в цикле Отто выше, чем в цикле Дизеля. Цикл Тринклера будет занимать промежуточное значение.

2. Целесообразнее сравнивать циклы при одинаковых конечных давлениях и температурах (рис. 9), т. е. в условиях одинаковых допустимых термических и механических напряжений:

$$T_1 = idem, T_3 = idem.$$

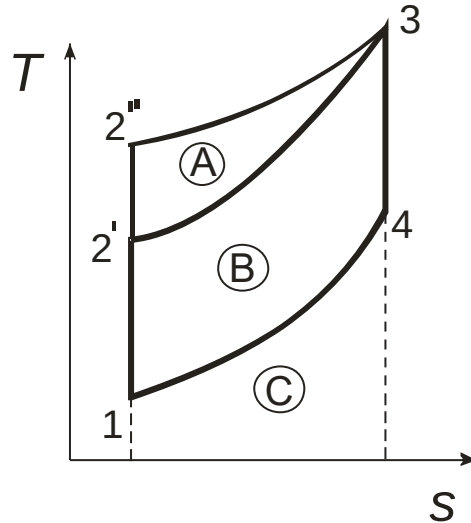


Рис. 9. Сравнение циклов Отто (12'34) и Дизеля (12''34) в одинаковом температурном диапазоне

$$\eta_t^{\text{ОТТО}} = \frac{B}{B+C} \eta_t^{\text{ДИЗ}} = \frac{A+B}{A+B+C}$$
$$\eta_t^{\text{ДИЗ}} > \eta_t^{\text{ОТТО}}$$

В этих условиях эффективность цикла с изобарным подводом теплоты выше, чем с изохорным подводом теплоты; эффективность цикла Тринклера окажется средней между ними.

Эффективность реальных циклов

Экономичность реальных поршневых ДВС всегда меньше теоретических, рассчитанных по идеальному циклу, где не учитываются потери на трение, гидравлические сопротивления потоку газов в клапанах, неполнота сгорания топлива, изменение состава и теплоемкости рабочей смеси, неадиабатность процессов сжатия и расширения, насосные потери и т. д.

Экономичность реальных двигателей оценивают степенью превращения затраченной теплоты топлива в эффективную работу — так называемым эффективным КПД

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_t},$$



где L_e — эффективная работа, которая передается внешнему потребителю (работа на валу двигателя); Q_T — теплота, выделяемая при полном сгорании топлива в цилиндре.

Эффективный КПД учитывает не только термодинамические потери цикла, определяемые термическим КПД η_t , но и механические потери на трение, определяемые механическим КПД η_m , и потери внутри двигателя, вызванные необратимостью процессов и несовершенством реального двигателя, определяемые индикаторным КПД η_i .

Индикаторный КПД оценивает величину потерь работы цикла, вызванных теплообменом между стенками цилиндра и рабочим телом, гидравлическими сопротивлениями в клапанах, несовершенством процесса сгорания топлива и пр.:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_{\text{ц}}},$$

где L_i — работа цикла реального двигателя, равная площади действительной индикаторной диаграммы (индикаторная работа); $L_{\text{ц}}$ — работа цикла идеального двигателя.

В связи с наличием в двигателе узлов трения часть полученной полезной работы цикла расходуется на преодоление в них сил трения (механические потери). Вот почему работа на выходном валу двигателя L_e меньше индикаторной работы цикла на величину механического КПД, определяемого выражением: $\eta_m = \frac{L_e}{L_i}$.

Следует отметить, что механический КПД двигателей, работающих по циклу Тринклера, выше остальных в связи с отсутствием дополнительного компрессора, что и предопределило их широкое применение.

Таким образом, эффективный КПД выражается произведением:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_T} = \eta_T \eta_i \eta_m.$$

Увеличение эффективного КПД двигателя связано с увеличением каждого из КПД, входящих в формулу.

Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

Газотурбинные установки относятся к числу двигателей внешнего сгорания. Газ, получившийся в результате сгорания топлива в камере сгорания, направляется на турбину. Продукты сгорания, расширяясь в сопловом аппарате и на рабочих лопатках турбины, производят на колесе турбины механическую работу.

ГТУ по сравнению с поршневыми двигателями обладают целым рядом преимуществ:

- простота силовой установки;
- отсутствие поступательно движущихся частей, что позволяет повысить механический к.п.д.;
- получение больших чисел оборотов, что позволяет существенно снизить вес и габариты установки;
- осуществление цикла с полным расширением и тем самым большим термическим к.п.д.

Эти преимущества ГТУ способствовали ее распространению во многих отраслях техники и особенно в авиации.

В основе работы ГТУ лежат идеальные циклы, состоящие из простейших термодинамических процессов. Термодинамическое изучение этих циклов базируется на предположениях аналогичных тем, которые были сделаны в предыдущем разделе (циклы ДВС), а именно: циклы обратимы, подвод теплоты происходит без изменения химического состава рабочего тела цикла, отвод теплоты предполагается обратимым, гидравлические и тепловые потери отсутствуют, рабочее тело представляет собой идеальный газ с постоянной теплоемкостью.

К числу возможных идеальных циклов ГТУ относят:

- цикл Брайтона – цикл с подводом теплоты при постоянном давлении ($P = const$);
- цикл Гемфри – цикл с подводом теплоты при постоянном объеме ($v = const$);
- цикл с регенерацией теплоты.

Во всех циклах ГТУ отвод теплоты при наличии полного расширения в турбине происходит при постоянном давлении.

Из-за сложной конструкции камеры сгорания цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты применяется крайне редко даже несмотря на то, что имеет повышенный КПД по сравнению с циклом Брайтона. Из перечисленных циклов наибольшее применение получил цикл с подводом теплоты при *постоянном давлении*, поэтому далее подробно его рассмотрим.

Схема и цикл ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{const}$ (цикл Брайтона)

Схема ГТУ представлена на рис. 10. Компрессор (ВК), приводимый в движение газовой турбиной (ГТ), подает сжатый воздух в камеру сгорания (КС), в которую впрыскивается жидкое топливо, подаваемое насосом (ТН), находящимся на валу турбины. Продукты сгорания расширяются на рабочих лопатках турбины и выбрасываются в атмосферу.

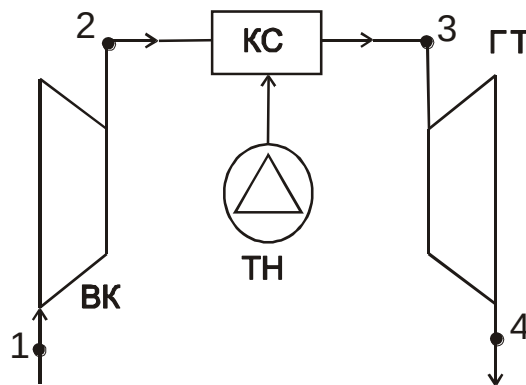


Рис. 10. Схема ГТУ (ВК – воздушный компрессор, ТН – топливный насос, КС – камера сгорания, ГТ – газовая турбина, ЭГ – электрогенератор)

Характеристиками этого цикла являются:

- степень повышения давления воздуха $\pi_k = P_2/P_1$ (или степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$)
- степень предварительного расширения $\rho = v_3/v_2$.

Изобразим цикл на рабочей и тепловой диаграмме (рис.11).

При расчете цикла определяют параметры в характерных точках. Как правило, исходными данными являются параметры в точке 1: P_1, T_1 .

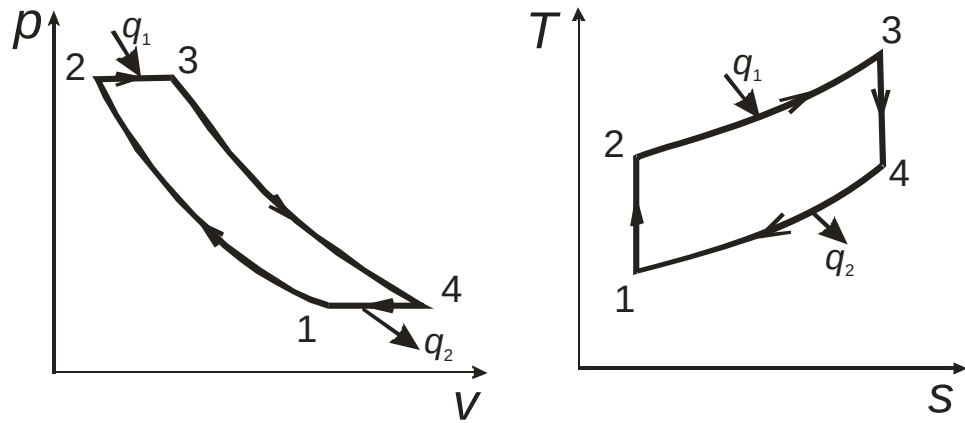


Рис. 11. Цикл Брайтона. Рабочая (P - v) и тепловая (T - s) диаграммы.

1-2 – адиабатное сжатие в компрессоре, 2-3 – изобарный подвод теплоты в камере сгорания, 3-4 – адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины, 4-1 – изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в атмосферу

Расчет параметров в характерных точках цикла

Процесс 1-2:

Из уравнения адиабаты в виде $P_1 v_1^k = P_2 v_2^k$ определяем $P_2 = P_1 \varepsilon^k$,
в виде $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$ определяем $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$.

Процесс 2-3:

$$P_3 = P_2 = P_1 \varepsilon^k.$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho \Rightarrow T_3 = T_2 \rho = T_1 \rho \varepsilon^{k-1}.$$

Процесс 4-1:

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \rho; P_4 = P_1; T_4 = T_1 \rho.$$

Энергетические характеристики цикла

Количество подведенной за цикл теплоты:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) = c_p T_1 \varepsilon^{k-1}(\rho - 1).$$

Количество отведенной за цикл теплоты:

$$|q_2| = c_p(T_4 - T_1) = c_p T_1(\rho - 1).$$

Цикловая работа:



$$l_{ц} = q_1 - |q_2| = c_p T_1 (\varepsilon^{k-1} - 1)(\rho - 1).$$

Тогда термический КПД этого цикла:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Запишем уравнение адиабаты в следующей форме:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k.$$

Отсюда степень повышения давления в компрессоре равна $\pi_k = \varepsilon^k$, а степень сжатия $\varepsilon = \pi_k^{\frac{1}{k}}$.

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}}$$

Из формулы следует, что термический КПД ГТУ при данном рабочем теле и постоянном значении k зависит только от степени повышения давления в компрессоре, причем с ростом π_k термический КПД цикла растет.

Способы повышения КПД ГТУ

Несмотря на то, что увеличение π_k благоприятно сказывается на экономичности газотурбинной установки, повышение этой величины приводит к увеличению температуры газов перед рабочими лопатками турбины. Величины этой температуры лимитируются жаропрочностью сплавов, из которых изготовлены лопатки. В настоящее время максимально допустимая температура газов перед турбиной составляет 800 – 1000 °С и дальнейшее повышение температуры может быть достигнуто только при применении новых жаропрочных материалов и внедрении конструкций турбин с охлаждаемыми лопатками.

С целью повышения термического КПД часть теплоты, выбрасываемую в атмосферу, можно использовать повторно. Рассмотрим способ повышения КПД с применением регенерации теплоты.

Цикл ГТУ с регенерацией теплоты

Регенерация теплоты – подогрев воздуха после компрессора выхлопными газами – возможна при условии, что $T_4 > T_2$. Для этого в схему установки необходимо ввести дополнительное устройство – теплообменник. Схема и тепловая диаграмма ГТУ с регенерацией теплоты представлены на рис. 12, 13. Воздух из компрессора направляется в теплообменник, где он получает теплоту от газов, вышедших из турбины. После подогрева воздух направляется в камеру сгорания, где для достижения определенной температуры он должен получить меньшее количество теплоты сгорания топлива.

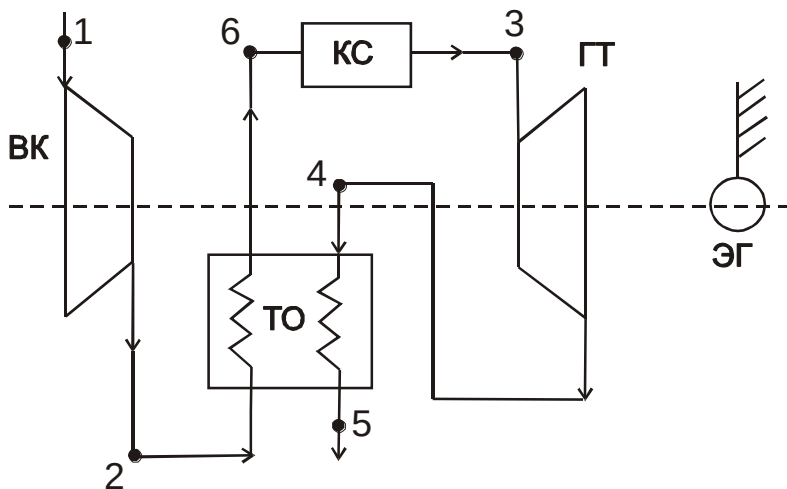


Рис. 12. Схема ГТУ с регенерацией теплоты (ТО – теплообменник)

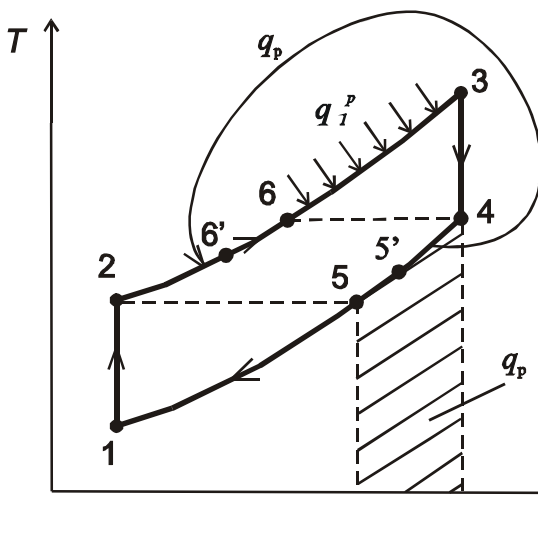


Рис. 13. Тепловая диаграмма ГТУ с регенерацией теплоты



В процессе 4-5 продукты сгорания охлаждаются в теплообменнике и эта теплота передается воздуху в процессе 2-6. Количество теплоты регенерации рассчитывается по формуле:

$$q_P = c_P(T_4 - T_5).$$

При полной регенерации (идеальном теплообменнике) воздух можно нагреть до температуры T_6 , равной температуре T_4 , а продукты сгорания охладить до температуры T_5 , равной температуре воздуха T_2 .

Работа цикла остается прежней, а количество подведенной теплоты уменьшается; теперь теплота q_1^P подводится в камере сгорания только в процессе 6-3.

Термический КПД цикла в этом случае равен:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1^P} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1 - q_P}.$$

В реальных условиях теплота регенерации передается не полностью, так как теплообменники не идеальные. Нагрев воздуха осуществляется до точки 6', а продукты сгорания охлаждаются до точки 5'. В этом случае термический КПД должен учитывать степень регенерации, определяемую как отношение количества теплоты, переданного воздуху, к тому количеству теплоты, которое могло бы быть передано при охлаждении газов до температуры воздуха:

$$\sigma = \frac{q_{\text{действ}}}{q_{\text{теоретич}}} = \frac{c_P(T_4 - T_{5'})}{c_P(T_4 - T_5)}.$$

Величина степени регенерации определяется качеством и площадью рабочих поверхностей теплообменника (регенератора). С учетом степени регенерации теплота регенерации равна

$$q_P' = \sigma c_P(T_4 - T_5).$$

Термический КПД цикла с учетом степени регенерации:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1 - q_P'}.$$

В настоящее время регенерация теплоты в основном находит применение в стационарных установках из-за большого веса и габаритов регенератора.