

Показатели идеального цикла. Влияние подвода тепла. Сравнение идеальных циклов.

Показатели идеального цикла. В целях упрощения анализа рассматриваем идеальный цикл, реализуемый лишь в цилиндре двигателя.

Экономичность цикла характеризуется термическим коэффициентом полезного действия

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

где Q_1 — все количество подведенной к рабочему телу теплоты, Дж; Q_2 — количество теплоты, отданной холодному источнику, Дж.

Эффективность цикла определяется его удельной работой, представляющей собой среднее давление цикла,

$$p_t = \frac{L_t}{V_{max} - V_{min}}$$

где L_t — работа, приходящаяся на единицу разности

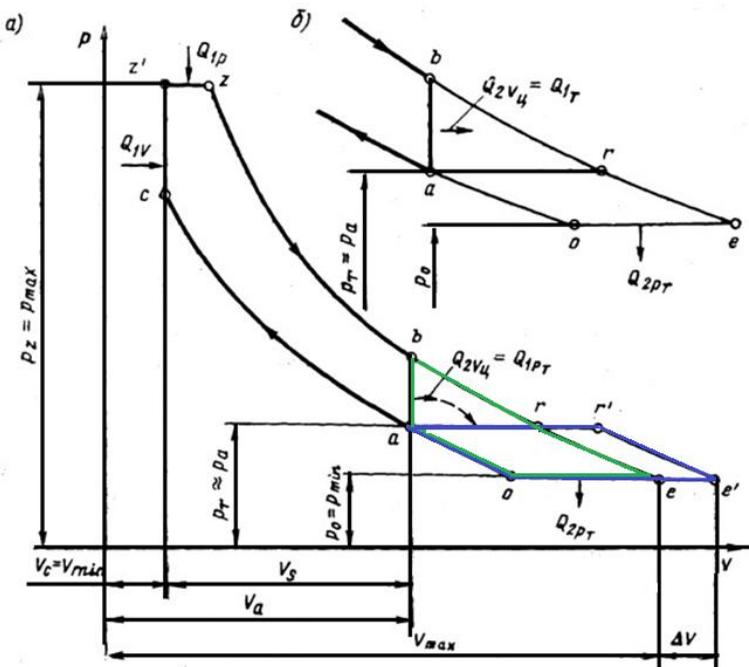


Рис. 1. Схема обобщенного термодинамического цикла дизеля с ГТН

максимального V_{max} и минимального V_{min} объемов рабочего тела при совершении им цикла, Дж.

В свою очередь удельную работу можно представить как **условное постоянное давление**, действующее на поршень при изменении объема цилиндра от V_{max} до V_{min} и совершающее работу, равную работе замкнутого цикла L_t .

Влияние на показатели цикла пределов изменения состояния рабочего тела. Из курса термодинамики известно, что экономичность и эффективность цикла можно увеличить, **расширив пределы состояния рабочего тела**, т. е. увеличив разности $P_{max} - P_{min}$ и $V_{max} - V_{min}$

1.Расширение пределов изменения давления $P_{max} - P_{min}$ из-за невозможности снижения давления P_{min} , ограничиваемого атмосферным давлением, достигается лишь путем увеличения максимального давления цикла P_{max} , которое принято обозначать p_z . Величина p_z ограничивается необходимостью сохранения

прочности и жесткости деталей движения и остова двигателя. Совершенствование конструкции и применение более прочных материалов дали возможность в мощных МОД повысить p_z до 9—16 МПа, а в отдельных тронковых четырехтактных двигателях с высоким наддувом — до 18—20 МПа.

2.Расширение пределов изменения объема ($V_{max} - V_{min}$) возможно путем уменьшения объема V_{min} и увеличения V_{max} .

2.1.Уменьшение минимального объема V_{min} , представляющего собой объем камеры сжатия V_c , приводит к увеличению степени сжатия $\epsilon = V_a/V_c$

$= V_{max}/V_{min}$, что влечет за собой,

повышение давления в конце

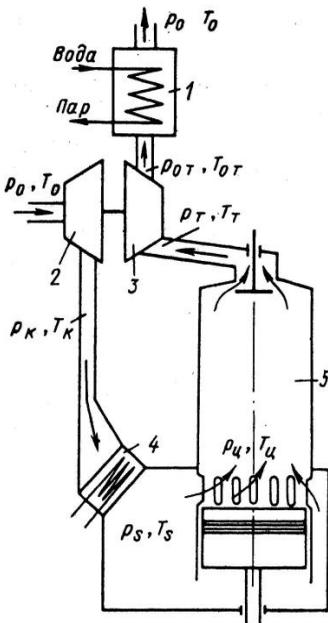


Рис. 2. Комбинированный двигатель с утилизацией теплоты выпускных газов в ГТК и утилизационном котле

сжатия p_c и связанный с этим рост давления p_c , рост механических нагрузок на элементы конструкции, поэтому уменьшение V_{min} (повышение ε) нежелательно.

2.2. Увеличить максимально возможный объем рабочего тела можно, если продолжить его расширение в цилиндре до момента достижения минимального давления цикла p_{min} (точка e на рис. 1). Это приводит к существенному **увеличению хода поршня и размеров двигателя**.

Более рационально **продолжить расширение газов** за точкой b в малогабаритной лопаточной, машине — газовой турбине, а получаемую дополнительную энергию использовать для предварительного сжатия рабочего тела в приводимом от турбины 3 компрессоре 2 (рис. 2; 1 — утилизационный котел; 4 — воздухоохладитель). Этот метод, широко используемый в современных дизелях, именуется *газотурбинным наддувом*.

При наддуве предварительное увеличение плотности воздуха приводит к увеличению его массы в цилиндре 5, а это позволяет повысить массу сжигаемого в нем топлива и тем самым достигнуть увеличения совершаемой газом работы, что выражается в увеличении площади цикла, значительно более существенном, чем потеря площади, вызванная сокращением объема V_{max} . Эффективность цикла, его среднее давление при таком методе существенно увеличиваются.

Таким образом, *наддув является наиболее действенным средством повышения эффективности цикла, снижения размеров и массы двигателя при увеличении его мощности*.

Влияние перераспределения подводимой теплоты на КПД цикла. Рассмотрим изменение эффективности теплоиспользования в цикле при следующих условиях: количество подводимой в цикле теплоты не изменяется, ($Q_1 = Q_{1V} + Q_{1p} = idem$), но она перераспределяется, т.е. изменяется соотношение между долями теплоты, подводимой по изохоре Q_{1V} и по изобаре Q_{1p} .

Процесс теплоподвода в идеальном цикле соответствует процессу выделения теплоты при сгорании топлива в действительном цикле реального двигателя. Тогда

применительно к действительному циклу $Q_1 = idem$ означает, что подача топлива в цилиндр за один цикл (цикловая подача) $g_{ц} = idem$, т. е. не изменяется. Процессу теплоподвода в идеальном цикле $Q_1 = Q_{1V} + Q_{1p}$ в реальном двигателе будет соответствовать подача топлива $g_{ц}$ общей продолжительностью φ_{ϕ} , распределяемой на $\varphi_{нп\phi}$ (до ВМТ) и $\varphi_{кп\phi}$ (за ВМТ):

$$\varphi_{\phi} = \varphi_{нп\phi} + \varphi_{кп\phi}$$

Изменение соотношения между Q_{1V} и Q_{1p} при неизменном Q_1 в идеальном цикле соответствует изменению соотношения между углами начала $\varphi_{нп\phi}$ и конца $\varphi_{кп\phi}$ подачи топлива при неизменном φ_{ϕ} увеличению Q_{1V} в идеальном цикле будет соответствовать увеличению угла опережения подачи топлива $\varphi_{нп\phi}$ в реальном цикле.

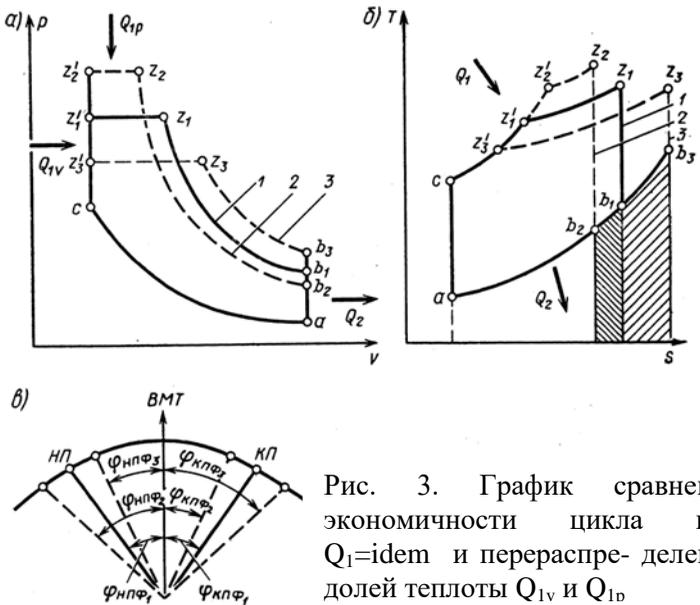


Рис. 3. График сравнения экономичности цикла при $Q_1=idem$ и перераспределения долей теплоты Q_{1V} и Q_{1p}

На рис. 3, а, б показаны идеальные циклы 1 (исходный), 2 (при **увеличенной** доле Q_{1V}), 3 (при **уменьшенной** доле Q_{1V}), а на рис. 3, в — соответствующие им углы подачи топлива $\varphi_{нп\phi}$ и $\varphi_{кп\phi}$. Наименьший теплоотвод Q_2 соответствует циклу 2 (площадь под кривой ab_2 см. рис. 3, б), а наибольший — циклу 3

(площадь под кривой ab_3), т. е. $Q_{2(2)} < Q_{2(1)} < Q_{2(3)}$.

Так как $\eta_t = (Q_1 - Q_2)/Q_1$ и по условию Q_1 неизменна, то $\eta_{t2} > \eta_{t1} > \eta_{t3}$

Таким образом, *перераспределение количества подводимой теплоты Q_1 в сторону увеличения Q_{1V} и сокращения Q_{1p} приводит к росту термического КПД η_t идеального цикла.* В реальном двигателе этому соответствует увеличение угла опережения подачи топлива. Отсюда следует, что *повысить экономичность работы двигателя можно путем более ранней подачи топлива.* Однако при этом увеличение Q_{1V} (см. рис. 3, а) сопровождается ростом максимального давления цикла в двигателе это может отрицательно отразиться на надежности работы подшипников и росте механических напряжений в конструктивных элементах, испытывающих давление газов.

Термический КПД идеального цикла со смешанным подводом теплоты

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^k} \frac{\lambda \rho^{k-1}}{(\lambda-1) + k\lambda(\rho-1)} \quad (10.1)$$

где $\epsilon = V_a/V_c$ — степень сжатия; $\lambda = p_z/p_c$ — степень повышения давления при сгорании; $\rho = V_z/V_c$ — степень предварительного расширения; $k = c_p/c_v$ — показатель адиабаты.

Если подставить в формулу (10.1) численные значения показателей, реально достижимые на современном этапе, то окажется, что максимум КПД определяется величиной $\eta_{t \max} = 0,65$, т. е. 35 % подводимой к рассматриваемому циклу теплоты является неизбежной потерей.

Литература

- Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. 2010 Стр. 8-13
Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. 2008 Стр. 8-14
Возницкий И. В. Судовые дизели и их эксплуатация - 1990 г.и. стр. 195-198

