

## Расчет теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

### Теоретические сведения

Тепловые двигатели, рабочим телом которых являются газообразные продукты сгорания топлива, сжигаемого непосредственно внутри цилиндра двигателя, называются поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Поршневые ДВС делятся на двухтактные, у которых один рабочий ход приходится на два хода поршня, и четырехтактные с одним рабочим ходом на четыре хода поршня. Кроме того, поршневые ДВС подразделяются на двигатели с подводом теплоты при постоянном объеме (быстрого сгорания), двигатели с подводом теплоты при постоянном давлении (постепенного сгорания) и двигатели, работающие по смешанному циклу.

Идеализируя рабочий цикл как двухтактных, так и четырехтактных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, получают термодинамический цикл, называемый часто циклом Отто (рис. 1а). В этом цикле процесс сжатия рабочей смеси происходит по адиабате 1-2. Изохора 2-3 соответствует горению топлива, воспламененного от электрической искры, и подводу теплоты  $q_1$ . Рабочий ход, осуществляемый при адиабатном расширении продуктов сгорания, изображен линией 3-4. Отвод теплоты  $q_2$  осуществляется по изохоре 4-1, соответствующей в четырехтактных двигателях выпуску газов и всасыванию новой порции рабочей смеси, а в двухтактных – выпуску и продувке цилиндра.

Термический КПД рассматриваемого цикла вычисляется следующим образом:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.1)$$

Сравнивая адиабаты 1-2 и 3-4, можно показать, что:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}.$$

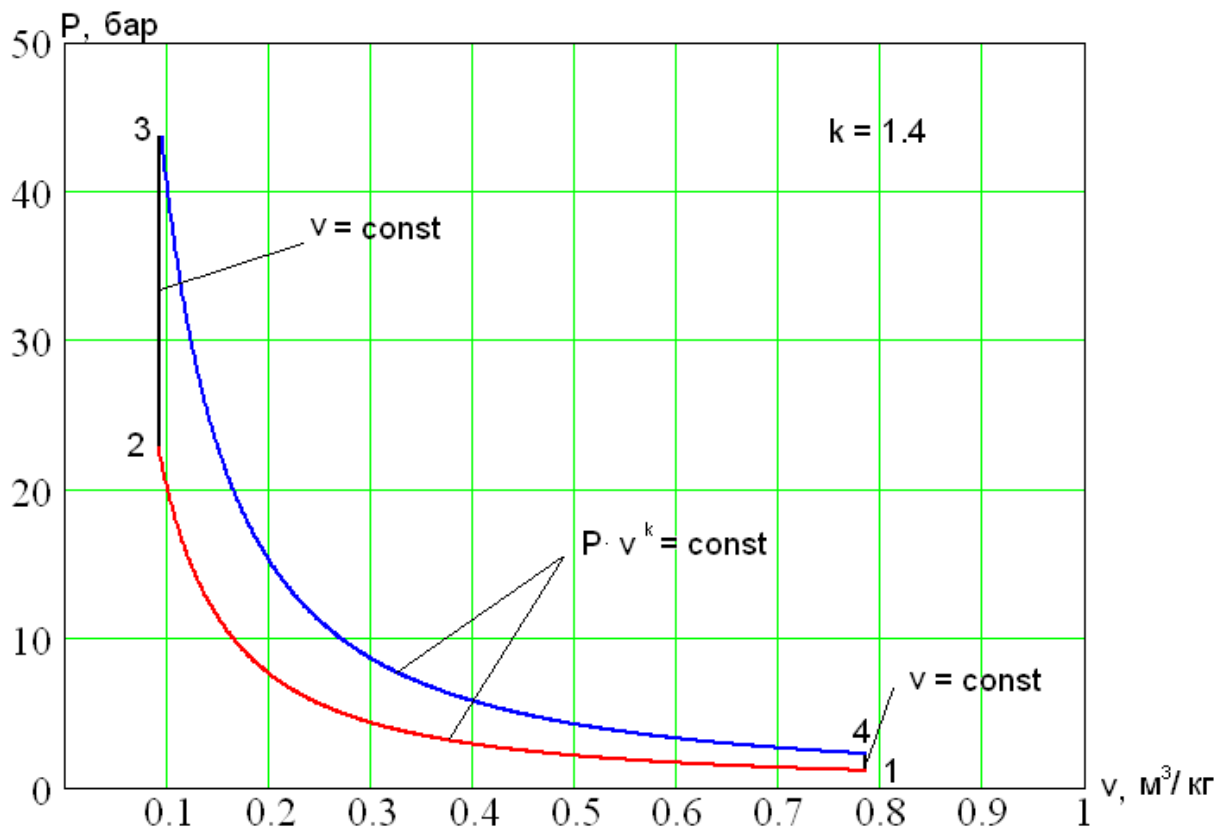


Рис. 1а. Термодинамический цикл поршневого ДВС с подводом тепла при постоянном объеме  $v = \text{const}$  (цикл Отто)

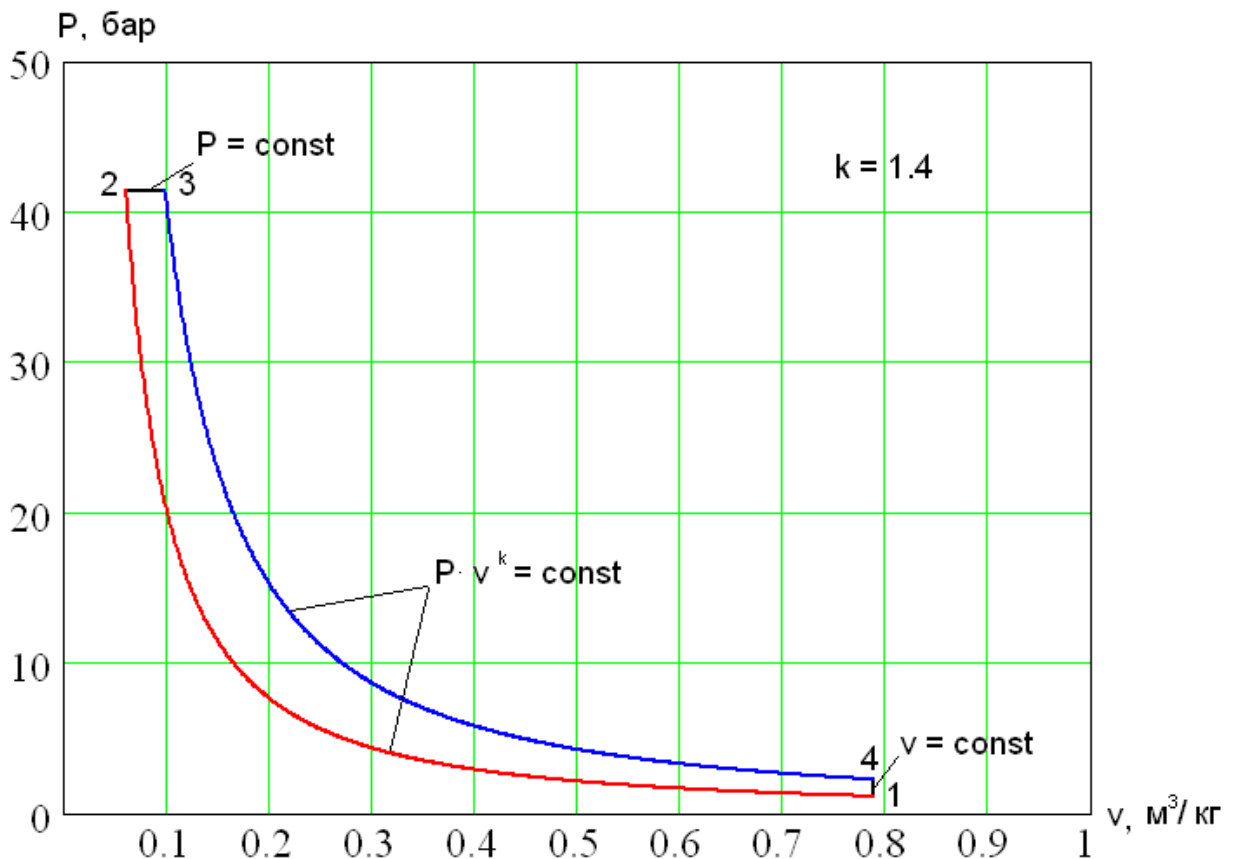


Рис. 1б. Термодинамический цикл поршневого ДВС с подводом тепла при постоянном давлении  $P = \text{const}$  (цикл Дизеля)

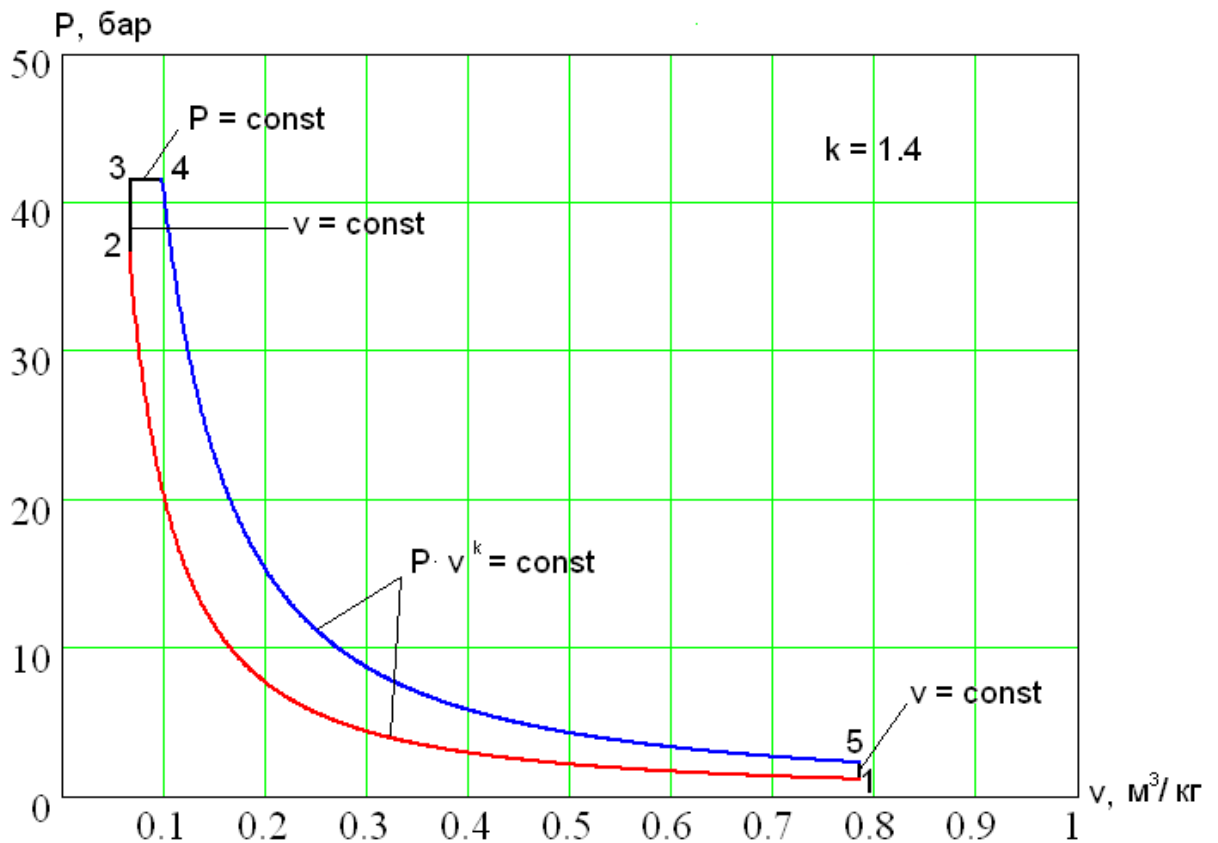


Рис. 1в. Термодинамический цикл поршневого ДВС со смешанным подводом тепла (цикл Тринклера)

и, следовательно получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.2)$$

Отношение всего объема цилиндра  $v_1$  к объему камеры сгорания  $v_2$  называется степенью сжатия  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}, \quad (1.3)$$

и является одной из основных конструктивных характеристик поршневого ДВС.

Учитывая, что для адиабаты 1-2 между  $v$  и  $T$  существует связь:

$$T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1}, \quad (1.4)$$

окончательно имеем:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.5)$$

Из этого выражения видно, что термический КПД двигателей, работающих по циклу Отто, зависит только от степени сжатия  $\epsilon$ , и с увеличением  $\epsilon$   $\eta_t$  возрастает. Понятно, что температура в конце сжатия  $T_2$  не должна достигать температуры самовоспламенения горючей смеси. Поэтому степень сжатия в реальных двигателях такого типа составляет порядка  $7 \div 10$  или несколько больше, в зависимости от антидетонационных свойств применяемого топлива.

Степень сжатия в цикле ДВС может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а воздух, и затем получив высокое давление и температуру, обеспечить самовоспламенение распыленного в цилиндре топлива. В этом случае процесс горения затягивается, и двигатели такого типа характеризуются постепенным (или медленным) сгоранием топлива при постоянном давлении. Идеализированный цикл такого двигателя внутреннего сгорания называется циклом Дизеля (рис. 1б). Рабочее тело (воздух) сжимается по адиабате 1-2, а изобарный процесс 2-3 соответствует процессу горения топлива, т.е. подводу теплоты  $q_1$ . Рабочий ход выражен адиабатным расширением продуктов сгорания 3-4. Наконец, изохора 4-1 характеризует отвод теплоты  $q_2$ , заменяя для четырехтактных двигателей выпуск продуктов сгорания, а для двухтактных выпуск и продувку цилиндра.

Формула для расчета термического КПД в этом случае принимает вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{k \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \cdot \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.6)$$

Кроме степени сжатия  $\epsilon$ , у цикла Дизеля имеется еще одна характеристика – степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}. \quad (1.7)$$

Для изобары 2-3 можно записать  $v_3/v_2 = T_3/T_2$ . Рассматривая изохору 4-1 и учитывая  $P_4 \cdot v_4^k = P_3 \cdot v_3^k$ ,  $P_1 \cdot v_1^k = P_2 \cdot v_2^k$  и  $v_4=v_1$ , получаем:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_4 \cdot v_4^k}{P_1 \cdot v_1^k} = \frac{P_3 \cdot v_3^k}{P_2 \cdot v_2^k} = \rho^k. \quad (1.8)$$

Окончательно, с учетом соотношения  $T_1 \cdot v_1^{k-1} = T_2 \cdot v_2^{k-1}$ , формула для расчета термического КПД цикла Дизеля имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.9)$$

Это выражение показывает, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу Дизеля, также является степень сжатия  $\varepsilon$ , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает. Нижний предел для  $\varepsilon$  обусловлен необходимостью получения в конце сжатия температуры воздуха, значительно превышающей температуру самовоспламенения топлива. Верхний предел  $\varepsilon$  (до 20) ограничен допустимым давлением в цилиндре, превышение которого приводит к утяжелению конструкции двигателя и увеличению потерь на трение. Повышение степени предварительного расширения  $\rho$  вызывает снижение термического КПД цикла. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки и удлинением процесса горения топлива экономичность двигателя уменьшается. Это следует учитывать, наряду с другими обстоятельствами, при определении оптимального режима работы двигателя.

Цикл Тринклера или цикл со смешанным подводом теплоты, по которому работают современные бескомпрессорные дизели (рис. 1в), осуществляется по следующей схеме. Адиабата 1-2 соответствует сжатию в цилиндре воздуха до температуры, превышающей температуру самовоспламенения топлива, впрыскиваемого в цилиндр, а изобара 3-4 изображает процесс горения остальной части топлива по мере поступления его из форсунки. Расширение продуктов сгорания происходит по адиабате 4-5, а изохора 5-1 соответствует выпуску отработавших газов в атмосферу. Таким образом, теплота  $q_1$  подводится в двух процессах 2-3 и 3-4:

$$q_1 = q_1' + q_2''. \quad (1.10)$$

Приведем без вывода выражение для термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.11)$$

Параметр  $\lambda$  называется степенью повышения давления и рассчитывается так:

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2}. \quad (1.12)$$

В двигателях, работающих по циклу Тринклера, распыл топлива производится механическим топливным насосом высокого давления, а

воздушный компрессор, применяемый в двигателе Дизеля, отсутствует. Степень сжатия  $\varepsilon$  в рассматриваемом цикле может достигать 18 и более.

Легко показать, что математическое выражение термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты является общим для циклов поршневых ДВС и при  $\lambda = 1$  переходит в соответствующую формулу для термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (1.9), а при  $\rho = 1$  в зависимость (1.5).

Сравнение эффективности рассмотренных циклов проведем на T-s диаграмме (рис. 2), предположив, что в каждом из них достигается одинаковая максимальная температура  $T_3$ .

Одинаковы и количества отведенной теплоты  $q_2$  в каждом цикле (площадь 14ab). При таких условиях теплота цикла  $q_{ц}$ , равная полезной работе цикла  $\ell_{ц}$ , будет наибольшей для цикла Дизеля  $12''34$  и наименьшей для цикла Отто  $1234$ . Цикл Тринклера  $12'3'34$  занимает промежуточное положение.

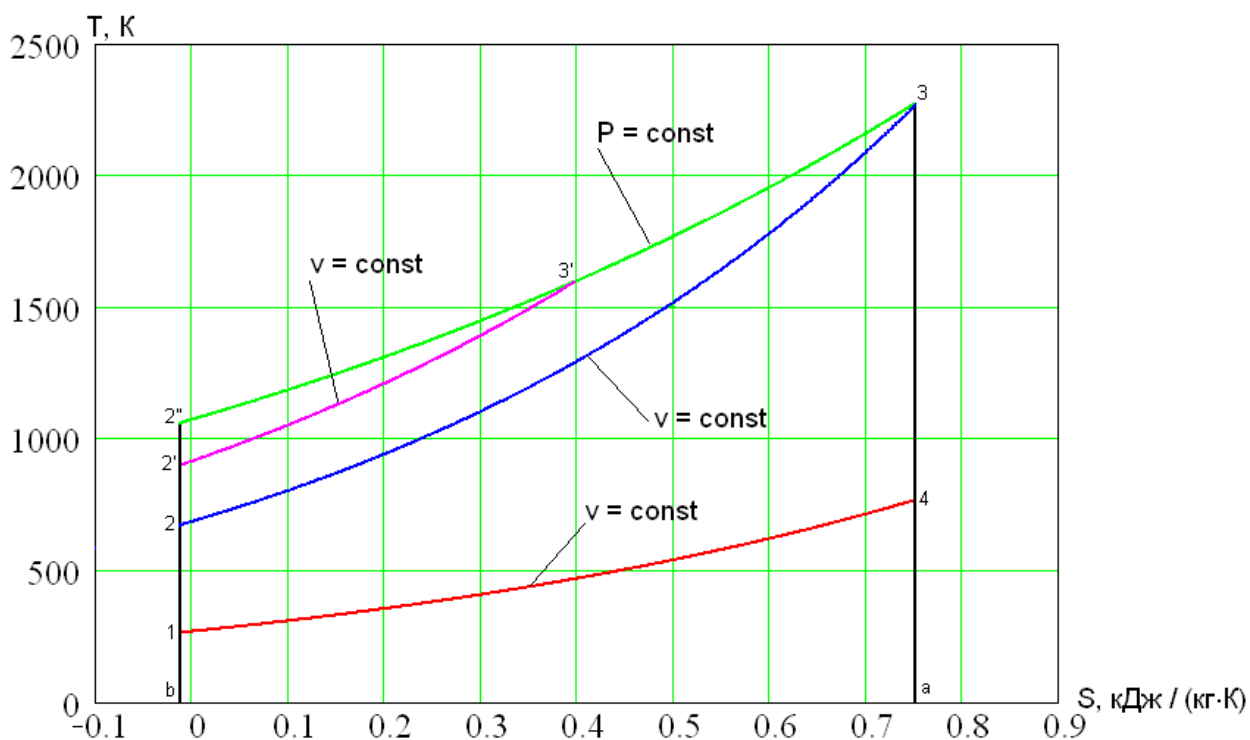


Рис. 2. Сравнение циклов ДВС на T-s диаграмме  
 1234 – цикл Отто; 12''34 – цикл Дизеля; 12'3'34 – цикл Тринклера

Таким образом, термический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства цикла, будет наибольшим для цикла Дизеля с подводом теплоты при постоянном давлении и наименьшим для цикла Отто с подводом теплоты при постоянном объеме.

### Задание

В данной работе изложен порядок проведения расчетов теоретических циклов поршневых ДВС. Исходными данными для выполнения расчетов служат:

- 1) одна из схем цикла (рис.1) в системе координат P-v, выбираемая по предпоследней цифре шифра (табл. 1.1);
- 2) степень сжатия  $\varepsilon$ , степень повышения давления  $\lambda$  и степень предварительного расширения  $\rho$  выбирают по предпоследней цифре шифра (табл. 1.1);
- 3) температура воздуха  $T_1$ , поступающего в цилиндры двигателя, и теоретическая мощность двигателя  $N$  выбирают по последней цифре шифра (табл. 1.1)

Таблица 1.1

Предпоследняя цифра шифра										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Схема цикла	а	б	в	а	б	в	а	б	в	в
$\varepsilon$	7	16	14	8	18	15	9	20	16	17
$\lambda$	2.5	1	1.7	3	1	1.6	3.5	1	1.5	1.5
$\rho$	1	2.4	1.5	1	2.6	1.6	1	2.8	1.7	1.8
Последняя цифра шифра										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T_1, ^\circ\text{C}$	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70
$N, \text{кВт}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140

При выполнении расчетов давление рабочего тела (воздух) в точке 1 принять равным  $P_1 = 10^5$  Па для всех вариантов. Теплоемкость воздуха считать не зависящей от температуры. Принять:  $c_p = 1.005$  кДж/кг·К,  $c_v = 0.71$  кДж/кг·К, показатель адиабаты  $k = c_p / c_v = 1.4$ .

Требуется:

1. Рассчитать параметры рабочего тела  $P, v, T, u, h$  для узловых точек заданного цикла.
2. Построить цикл в масштабе в координатах P-v и lnP-lnv, причем для вычерчивания линий адиабатного сжатия и расширения использовать значения параметров  $P$  и  $v$  в двух–трех промежуточных точках.
3. Построить цикл в масштабе в координатах T-s, причем для вычерчивания линий процессов изохорного и изобарного подвода и отвода тепла использовать значения параметров T-s в двух-трех промежуточных точках.
4. Определить подведенное тепло  $q_1$ , отведенное тепло  $q_2$  и работу цикла  $\ell_0$ .
5. Рассчитать термический коэффициент полезного действия цикла  $\eta_t$ .

6. Полученные результаты поместить в табл. 1.2 и 1.3.

Таблица 1.2

Параметры					
Номер точки	P, Па	v, м <sup>3</sup> /кг	T, К	u, кДж/кг	h, кДж/кг
1					
2					
3					
4					
5					

Таблица 1.3

Процессы	$\Delta u$ , кДж/кг	$\Delta h$ , кДж/кг	$\Delta s$ , кДж/кг·К	$q_1$ , кДж/кг	$\ell$ , кДж/кг

Примечание.

Мощность двигателя определяют как работу, производимую им за единицу времени:

$$N = \frac{L_0}{\tau}. \quad (1.13)$$

Приняв  $\tau = 1$  с, получим что:

$$N = L_0. \quad (1.14)$$

Количество воздуха, участвующего в получении работы  $L_0$  в цилиндрах двигателя за 1 с, находят по формуле:

$$M = \frac{L_0}{\ell_0}. \quad (1.15)$$

Количество тепла, подводимого к рабочему телу за 1с при мощности двигателя, рассчитывают по выражению:

$$Q_1 = Mq_1, \quad (1.16)$$

а количество отводимого тепла:

$$Q_2 = Mq_2. \quad (1.17)$$