

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)»

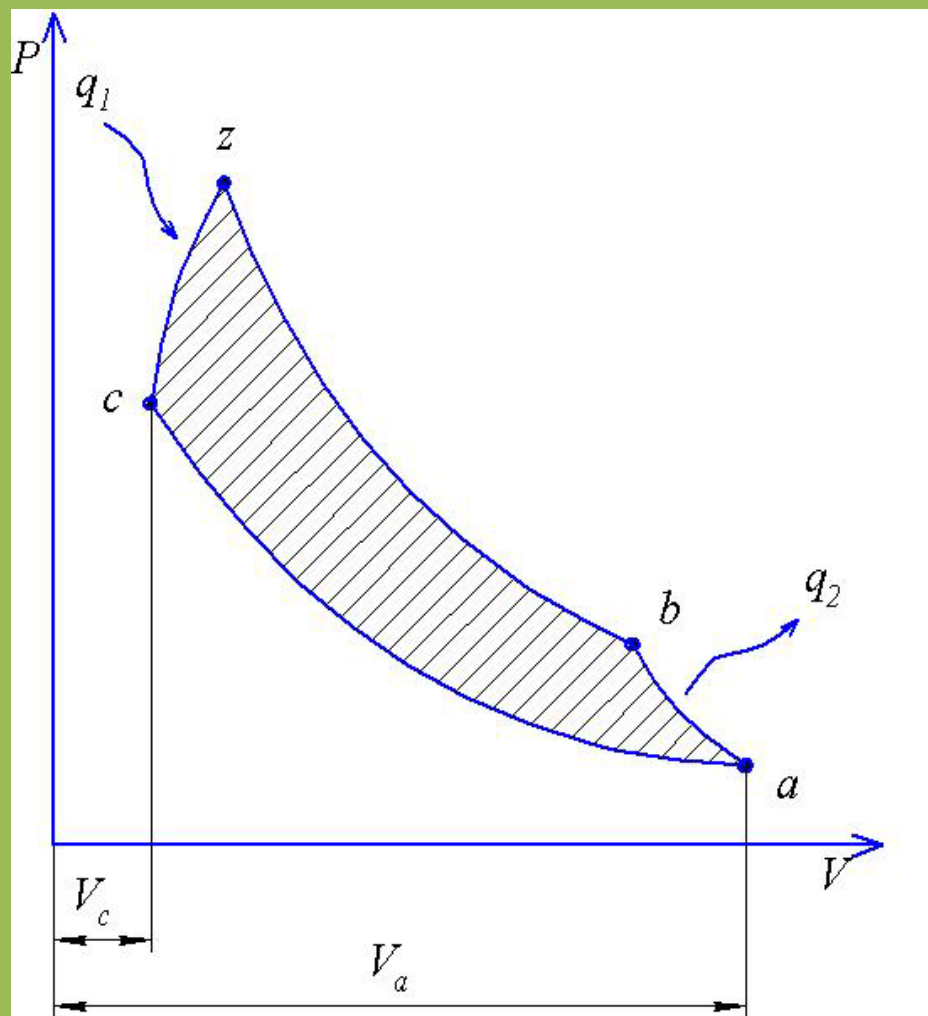
Кафедра «Тепловые двигатели и автотракторное электрооборудование»

## РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Методические указания*

Составители:  
А.Л. Иванов,  
В.И. Подгурский

Омск • 2015



УДК 621.317.7  
ББК 31.312

*Рецензент* д-р техн. наук, проф. В.И. Гурдин

Работа утверждена научно-методическим советом направления «Энергетическое машиностроение» в качестве методических указаний к выполнению курсовой работы.

**Расчет термодинамического цикла теплового двигателя** : методические указания / сост. : А.Л. Иванов, В.И. Подгурский. – Омск : СибАДИ, 2015. – Режим доступа: , свободный после авторизации. – Загл. с экрана.  
ISBN 978-5-93204-799-6

Изложены основы расчета термодинамического цикла теплового двигателя. Приводится пример расчета. Предлагаются задания для индивидуального расчета и исследования термодинамического цикла теплового двигателя.

Рекомендованы для студентов, изучающих дисциплины «Теплотехника», «Техническая термодинамика», «Термодинамика и теплопередача», «Транспортная энергетика», направлений «Энергетическое машиностроение», «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», «Технология транспортных процессов», «Профессиональное обучение».

Текстовое (символьное) издание (12,1 Мб).

Систем. требования: Intel, 3,4 GHz ; 150 Мб ; Windows XP/Vista/7 ; DVD-ROM ;  
1 Гб свободного места на жестком диске; программа для чтения pdf-файлов Adobe Acrobat Reader

Редактор И.Г. Кузнецова

Издание первое, комплексного распространения

Дата подписания к использованию 25.05.2015

Издательско-полиграфический центр СибАДИ. 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

РИО ИПЦ СибАДИ. 644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2015

## ВВЕДЕНИЕ

---

Основным видом энергетических установок на всех видах транспорта (железнодорожном, речном, морском, автомобильном и воздушном), на сельскохозяйственных и дорожно-строительных машинах являются тепловые двигатели.

Из всех тепловых машин на транспорте наибольшее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). На их долю приходится 90 % суммарной мощности тепловых двигателей. В этих условиях даже относительно небольшое повышение эффективности тепловых двигателей будет способствовать существенной экономии топлива.

Для будущих специалистов автомобильного транспорта особое значение имеют вопросы, связанные с совершенствованием тепловых двигателей, повышением коэффициента полезного действия путём оптимизации процессов, протекающих в двигателе, и выбора рационального термодинамического цикла.

Исследование зависимостей показателей эффективности работы теплового двигателя от его конструктивных параметров, а также от внешних факторов является целью настоящей работы и позволит находить пути оптимизации рабочего процесса ДВС, обеспечив его экономичную работу при условии получения наибольшей мощности.

## 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, СОСТАВЛЯЮЩИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

---

Для преобразования теплоты в работу в тепловом двигателе используется свойство газов (воздуха в первую очередь) значительно расширяться при подводе к ним теплоты. Получение работы с помощью теплового двигателя в достаточном для потребителя количестве требует многократного повторения процесса расширения рабочего газа – рабочего тела. Повторять данный процесс можно при условии, что рабочее тело регулярно возвращается в исходное состояние. Это становится возможным после совершения дополнительных процессов, после чего рабочее тело возвращается в исходное состояние. Совокупность термодинамических процессов, в результате совершения которых система возвращается в исходное состояние, называется *термодинамическим циклом*. При исследовании циклов термодинамическим методом их удобно представлять графически в системах координат  $P-V$  или  $T-S$ , где цикл представлен последовательно изображенными термодинамическими процессами.

Термодинамические циклы бывают прямыми и обратными.

Циклы, в которых теплота, подводимая к рабочему телу, преобразуется в механическую работу, называются *прямыми циклами*. Эти циклы лежат в основе работы всех тепловых двигателей. В данном случае работа цикла положительная ( $L > 0$ ). При графическом представлении данные циклы протекают по часовой стрелке.

Циклы, в которых внешняя работа затрачивается на то, чтобы сжать рабочее тело, после чего осуществляется передача теплоты внешней среде, называются *обратными*. Это циклы холодильной машины. В данном случае работа цикла отрицательна ( $L < 0$ ). На основе обратных циклов работают холодильные установки, бытовые холодильники, а также тепловые насосы. При графическом изображении данные циклы протекают против часовой стрелки.

Для того чтобы исследовать работу теплового двигателя термодинамическими методами, применяют следующие допущения:

– рабочее тело в цикле рассматривается как идеальный газ с постоянной теплоемкостью;

– процесс сгорания топлива в камере сгорания двигателя заменяется процессом подвода теплоты  $q_1$  из внешней среды через стенки цилиндра;

– процессы удаления горячих отработавших газов из цилиндра двигателя в атмосферу и впуска свежего (холодного) рабочего тела из внешней среды заменяются процессом отводом теплоты  $q_2$  в окружающую среду через стенки цилиндра;

– потери на трение между цилиндром и поршнем, а также между другими деталями двигателя отсутствуют;

– потери рабочего тела отсутствуют (например, между цилиндром и поршнем), система замкнута;

– потери теплоты отсутствуют (например, через стенки цилиндра).

При данных допущениях можно представить работу теплового двигателя в виде термодинамического цикла. Пример термодинамического цикла в координатах  $P-V$  и  $T-S$  приведён на рис. 1.

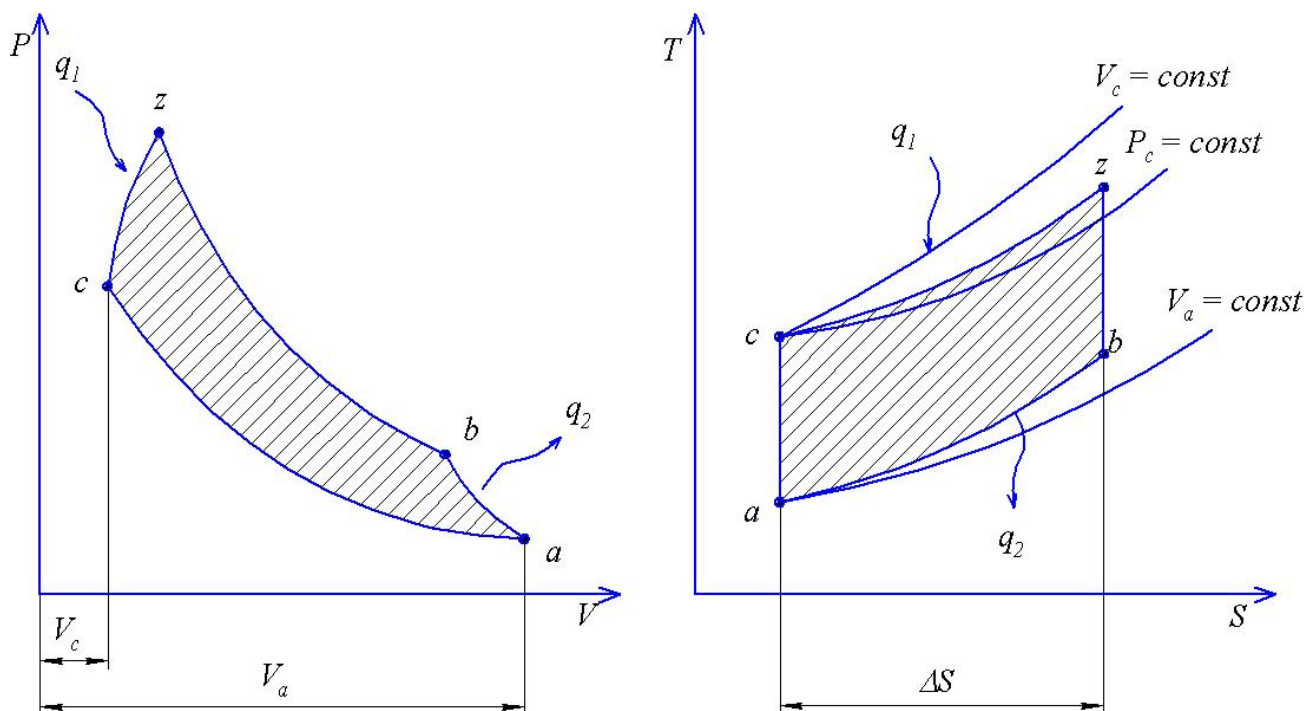


Рис.1. Термодинамический цикл теплового двигателя

## 1.1. Расчет параметров характерных точек цикла

При расчете параметров двигателей приняты следующие обозначения:

$$\varepsilon_a = \frac{v_a}{v_c} \text{ — степень адиабатного сжатия;}$$

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$  — степень изменения давления в процессе подвода теплоты;

$$\rho = \frac{v_z}{v_c} \text{ — степень изменения объема в том же процессе;}$$

$n_1, c_1$  — показатель политропного процесса подвода теплоты  $cz$  и его теплоемкость (см. рис. 1);

$n_2, c_2$  — показатель политропного процесса отвода теплоты  $ba$  и его теплоемкость;

$k = \frac{c_p}{c_v}$  — показатель адиабатного процесса, равный отношению изобарной и изохорной теплоемкостей.

**Точка  $a$ .** Параметры  $p_a$  и  $T_a$  задаются при исследовании термодинамического цикла теплового двигателя. Состояние термодинамической системы (рабочего тела) в этой точке соответствует параметрам окружающей среды вокруг двигателя (для двигателей без турбокомпрессора).

С помощью уравнения состояния идеального газа находится значение удельного объема 1 кг рабочего тела  $v_a$ :

$$v_a = \frac{RT_a}{p_a}. \quad (1)$$

**Точка  $c$ .** В процессе  $ac$  происходит адиабатное сжатие рабочего тела. Для процесса  $ac$  существует следующая связь между параметрами в точках  $a$  и  $c$ :

$$p_c v_{\tilde{\eta}}^k = p_a v_a^k; \quad T_c v_c^{k-1} = T_a v_a^{k-1},$$

отсюда можно вычислить значения параметров в точке  $c$ :

$$p_c = p_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^k = p_a \varepsilon_a^k; \quad (2)$$

$$T_c = T_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^{k-1} = T_a \varepsilon_a^{k-1}. \quad (3)$$

Степень сжатия

$$v_c = \frac{v_a}{\varepsilon_a}. \quad (4)$$

**Точка  $z$ .** Согласно определению,  $p_z = \lambda p_c$ ;  $v_z = \rho v_c$ , с учетом формул (2) и (4)

$$p_z = p_a \lambda \varepsilon_a^k; \quad (5)$$

$$v_z = v_a \frac{\rho}{\varepsilon_a}. \quad (6)$$

Для точек  $c$  и  $z$  напишем уравнения состояния:

$$p_c v_c = RT_c;$$

$$p_z v_z = RT_z,$$

поделив почленно второе уравнение на первое, получим  $\lambda \rho = \frac{T_z}{T_c}$ ,

откуда с учетом выражения (3) найдем

$$T_z = T_a \lambda \rho \varepsilon_a^{k-1}. \quad (7)$$

**Точка  $b$ .** Согласно изображению цикла в координатах  $T-S$  (см. рис. 1), можно написать

$$\Delta s = c_1 \ln \frac{T_z}{T_c} = c_2 \ln \frac{T_b}{T_a},$$

откуда

$$T_b = T_a \left( \frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{c_1}{c_2}},$$

а с учетом формул (8) и (12)

$$T_b = T_a (\lambda \rho)^{\frac{c_1}{c_2}}. \quad (8)$$

Кроме того, для политропы  $ba$  справедливо

$$p_b v_b^{n_2} = p_a v_a^{n_2}; \quad T_b v_b^{n_2-1} = T_a v_a^{n_2-1},$$

в соответствии с чем

$$v_b = v_a \left( \frac{T_a}{T_b} \right)^{\frac{1}{n_2-1}}$$

или с учетом уравнения (8)

$$v_b = v_a (\lambda \rho)^{\frac{c_1}{c_2(1-n_2)}}, \quad (9)$$

где

$$n_2 = \frac{c_2 - c_p}{c_2 - c_v}. \quad (10)$$

Давление  $p_b$  можно определить из уравнения состояния

$$p_b = \frac{RT_b}{v_b}. \quad (11)$$



## 1.2. Термический КПД цикла

КПД термодинамического двигателя характеризует степень использования теплоты. В общем виде термический КПД теплового двигателя определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Из определения теплоемкости  $\left(c = \frac{q}{\Delta T}\right)$  для политроп  $cz$  и  $ba$  можно записать

$$q_1 = c_1(T_z - T_c); \quad (12)$$

$$q_2 = c_2(T_b - T_a). \quad (13)$$

Тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{\frac{c_1}{c_2}(T_z - T_c)},$$

а с учетом выражений (3), (7) и (8) после несложных преобразований получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_a^{k-1}} \cdot \frac{(\lambda\rho)^{\frac{c_1}{c_2}} - 1}{\frac{c_1}{c_2}(\lambda\rho - 1)}. \quad (14)$$

В таком виде формула для  $\eta_t$  применима для простейших термодинамических циклов любых газовых двигателей.

Действительно, при  $c_1 = c_2$  получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_a^{k-1}}. \quad (15)$$

Если  $c_1 = c_2 = c_v$ , будет иметь место цикл с изохорным подводом и отводом тепла, называемый циклом Отто, при этом  $c_1 = c_2 = c_p$ ;  $\lambda = 1$ , то получим цикл, характерный для газотурбинного двигателя (ГТД) с

изобарным подводом тепла. Очевидно, при  $c_1 = c_2 = \infty$  частным случаем исследуемого цикла будет цикл Карно и т.д.

Как видно ниже, формулой (15) определяется  $\eta_t$  целого семейства циклов. Если  $c_1 = c_p$ ;  $c_2 = c_v$ , то, учитывая, что  $\lambda = 1$  (так как  $\frac{p_z}{p_c} = 1$ ) и  $\frac{c_p}{c_v} = k$ , получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_a^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)},$$

что соответствует циклу с изобарным подводом теплоты, называемым циклом Дизеля.

При  $c_1 = c_v$  и  $c_2 = c_p$  с учетом  $\rho=1$  (т.к.  $\frac{v_z}{v_c} = 1$ ) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_a^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}.$$

На данных примерах видим, что исследуемый термодинамический цикл обобщает в себе все известные простейшие циклы тепловых двигателей и потому есть основания называть его универсальным циклом тепловых двигателей.

Необходимо в последующем учитывать, что параметры  $\lambda$ ,  $\rho$  и показатель политропы  $n_1$  взаимосвязаны. В политропном процессе  $cz$

$$p_z v_z^{n_1} = p_c v_c^{n_1}; \frac{p_z}{p_c} = \left( \frac{v_c}{v_z} \right)^{n_1},$$

а с учетом принятых обозначений

$$\lambda = \rho^{-n_1}. \quad (16)$$

Поэтому при решении термодинамических задач исходными данными из этих трех величин могут быть только две. Причем, как

известно, 
$$n_1 = \frac{c_1 - c_p}{c_1 - c_v}. \quad (17)$$

## 2. УЧЕТ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА В ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

---

Подвод теплоты к рабочему телу в реальных тепловых двигателях осуществляется в результате выделения энергии при горении, т.е. окислении углеводородов топлива кислородом, содержащимся в воздухе. Если при этом  $H_u$  – теплотворная способность топлива, кДж/кг;  $L_0$  – массовое количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, кг/кг (определяется на основании стехиометрических реакций сгорания топлива), то количество теплоты, сообщаемое при этом 1 кг рабочего тела (воздуху), будет равно  $\frac{H_u}{L_0}$  кДж/кг.

В действительности в цилиндры двигателя подается не  $L_0$  кг воздуха, а больше в  $\alpha$  раз, где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха. Тогда к каждому килограмму рабочего тела будет подводиться  $\frac{H_u}{\alpha L_0}$  кДж тепла. Это количество теплоты, очевидно, будет равнозначно количеству теплоты  $q_1$ , подводимому в термодинамическом цикле:

$$q_1 = \frac{H_u}{\alpha L_0}. \quad (18)$$

Как видим,  $q_1$  – величина вполне определенная и потому не может быть исключена при анализе термодинамических циклов тепловых двигателей или назначена произвольно. Учитывая сказанное, преобразуем формулу (14), руководствуясь следующим. Подставив в выражение (12) значения  $T_z$  и  $T_c$ , по формулам (7) и (3) получим

значение теплоты  $q_1$ , необходимое для заданного изменения параметров:

$$q_1 = c_1 T_a \varepsilon_a^{k-1} (\lambda \rho - 1),$$

откуда найдем

$$\lambda \rho = 1 + \frac{q_1}{c_1 T_a \varepsilon_a^{k-1}}. \quad (19)$$

Подставив значение  $\lambda \rho$  из формулы (19) в (14), после необходимых преобразований найдем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_2 T_a}{q_1} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{q_1}{c_1 T_a \varepsilon_a^{k-1}} \right)^{\frac{c_1}{c_2}} - 1 \right]. \quad (20)$$

Как видно из формул (18) и (20), термодинамические циклы тепловых двигателей имеют непосредственную связь с характером протекания рабочего процесса в реальных тепловых двигателях. С учетом этого исследование указанных циклов может иметь большое практическое значение.

Кроме термического КПД термодинамические циклы тепловых двигателей характеризуются полезной работой  $l_t$ , которую совершает 1 кг рабочего тела за цикл, а для поршневых двигателей, кроме того, – средним теоретическим давлением  $p_{te}$ , которое определяет крутящий момент двигателя. При этом, как следует из определения КПД,

$$l_t = q_1 \cdot \eta_t. \quad (21)$$

Из определения работы ( $l = p \cdot V$ )

$$p_t = \frac{l_t}{100(v_{\max} - v_{\min})}, \quad (22)$$

где  $v_{\max}$  – наибольший объем рабочего тела за период совершения цикла;  $v_{\min}$  – наименьший объем рабочего тела при тех же условиях.

Следует учесть при проверке, что значения  $C_1$  и  $C_2$  влияют на значения  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$  следующим образом:

если  $0 < c_1 < c_v$ ;  $c_p > c_2 > c_v$ , то  $v_{\max} - v_{\min} = v_b - v_z$ ;

если  $c_1 \geq c_v$ ;  $c_p > c_2 > c_v$ , то  $v_{\max} - v_{\min} = v_b - v_c$ ;

если  $0 < c_1 < c_v$ ;  $c_2 \leq c_v$ , то  $v_{\max} - v_{\min} = v_a - v_z$ ;

если  $c_1 \geq c_v$ ;  $c_2 \leq c_v$ , то  $v_{\max} - v_{\min} = v_a - v_c$ .

### 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

---

Задание:

1. Выполнить расчет термодинамического цикла теплового двигателя:

а) определить значения параметров  $P$ ,  $V$  и  $T$  во всех характерных точках ( $a$ ,  $c$ ,  $z$  и  $b$ ), а также термический КПД, удельную работу и среднее теоретическое давление цикла, полагая, что рабочим телом является воздух.

Расчёт выполнить для случая, когда теплоёмкость рабочего тела постоянна:  $c = \text{const}$ ;

б) изобразить цикл с соблюдением выбранного масштаба в координатах  $P-V$  и  $T-S$  для случая, когда теплоёмкость принята постоянной.

2. Исследовать при постоянной теплоемкости рабочего тела влияние:

*Вариант 1* (четные номера зачетных книжек):  $\varepsilon_a$  и  $q_1$  на  $\eta_t$ ,  $l_t$  и  $p_t$ , для чего определить указанные характеристики цикла еще не менее чем для трех значений  $\varepsilon_a$  при двух дополнительных значениях  $q_1$ , отличных от заданного.

*Вариант 2* (нечетные номера зачетных книжек):  $t_a$  и  $p_a$  на  $\eta_t$ ,  $l_t$  и  $p_t$ , для чего определить указанные характеристики цикла еще не менее чем для трех значений  $t_a$  при двух дополнительных значениях  $p_a$ , отличных от заданного.

Результаты подсчета свести в таблицы и построить графики зависимостей  $\eta_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ ;  $l_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ ;  $p_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ .

На основании анализа графиков сделать выводы о взаимном влиянии параметров.

Исходные данные определяются по шифру из табл. 1 согласно двум последним значимым цифрам зачётной книжки. Если, например, номер заканчивается на 09, то следует трижды записать данное число (090909), а задаваемые параметры  $p_a$ ,  $t_a$ ,  $\varepsilon_a$ ,  $c_1/c_v$ ,  $c_2/c_v$ ,  $q_1$  взять из соответствующих строк в колонках, указанных шифром, а именно:  $p_a$  – в колонке 0;  $t_a$  – в колонке 9;  $\varepsilon_a$  – в колонке 0;  $c_1/c_v$  – в колонке 9 и т. д.

Таблица 1

Дано	Ключ шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_a$ , кПа	85	95	100	87	92	86	94	89	86	90
$t_a$ , °С	20	18	22	27	25	19	21	17	24	23
$\varepsilon_a$	6,5	7,5	8,0	7,0	9,0	8,5	6,5	8,0	7,0	7,5
$c_1/c_v$	0,95	1,15	1,50	1,20	1,35	1,45	1,30	1,10	0,90	1,25
$c_2/c_v$	1,35	1,25	1,30	0,90	1,15	0,95	1,20	1,30	1,10	0,95
$q_1$ , кДж/кг	1600	1500	1750	1700	1400	1550	1450	1550	1450	1650

### 3.1. Расчет и исследование циклов при $c = \text{const}$

В задании по расчету термодинамического цикла тепловых двигателей предусмотрено определение параметров характерных точек всех процессов и показателей работы цикла при постоянной теплоемкости рабочего тела. В качестве исходных данных для расчета процесса подвода тепла задаются  $c_1/c_v$  и  $q_1$ . Это позволяет по формуле (22) определить  $\lambda, \rho$ , а по формуле (12) – значение  $T_z$ . По выражению (17) находится показатель политропы  $n_1$ . Давление  $p_z$  и объем  $v_z$  определяются по соответствующим уравнениям для политропного процесса.

Особое внимание необходимо уделить графоаналитическому исследованию влияния параметров цикла или условий подвода и отвода теплоты на основные показатели цикла  $\eta_t, l_t, p_t$ , так как результаты правильно выполненного исследования во всех случаях будут иметь определенную практическую ценность.

### 3.2. Графическое представление цикла в координатах $P-V$ и $T-S$

Графическое построение цикла сводится к построению всех процессов данного цикла.

Построение изображения процессов в координатах  $P-V$  сводится к следующему (рис. 2). Предположим, надо построить изображение политропы (или адиабаты)  $ab$ , значения давлений  $p_a$  и  $p_b$ , а также объемы  $v_a$  и  $v_b$  в крайних точках которой известны по результатам расчета цикла. Отметив на чертеже с учетом принятого масштаба давления и объема точки  $a$  и  $b$ , находят координаты первой промежуточной точки (точки  $1$ ) по формулам

$$p_1 = \sqrt{p_a p_b}; v_1 = \sqrt{v_a v_b}.$$

Отметив эту точку на чертеже, принимают ее как крайнюю на участке политропы до точки  $a$  или до точки  $b$ . В первом случае координаты промежуточной точки  $2$  между точками  $a$  и  $1$  определяются аналогично предыдущему по формулам

$$p_2 = \sqrt{p_a p_1}; v_2 = \sqrt{v_a v_1},$$

а во втором случае координаты промежуточной точки  $3$  между точками  $1$  и  $b$  – по формулам

$$p_3 = \sqrt{p_b p_1}; v_3 = \sqrt{v_b v_1}.$$

Тем же способом можно найти координаты промежуточных точек между парами точек  $a$  и  $2$ ;  $2$  и  $1$ ;  $1$  и  $3$ ;  $3$  и  $b$ . Обычно трех дополнительных точек достаточно, чтобы с помощью лекала провести через них плавную кривую, изображающую интересующий нас политропный процесс (см. рис. 2).

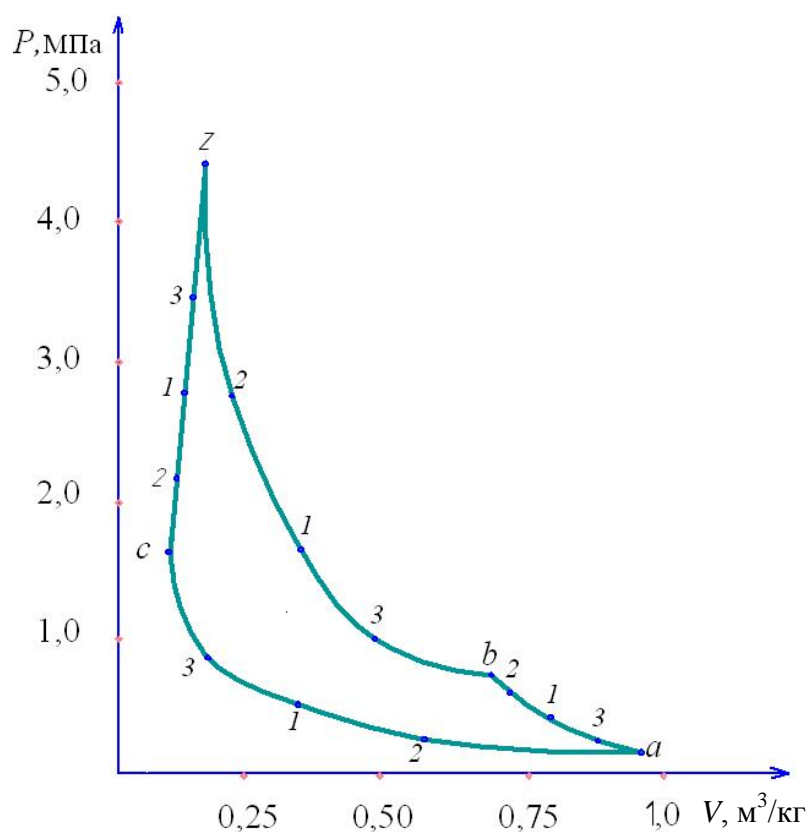


Рис. 2. Изображение цикла в координатах  $P$ – $V$

Построение политропы в координатах  $T$ – $S$  выполняется следующим способом. Поскольку абсолютная величина энтропии значения не имеет (интерес представляет только величина изменения энтропии, которая определяет количество подводимой или отводимой в процессе теплоты), то начальную точку  $a$  отмечают на чертеже на



уровне температуры  $T_a$  и на произвольном расстоянии  $\Delta z$  от начала оси ординат (рис. 3).

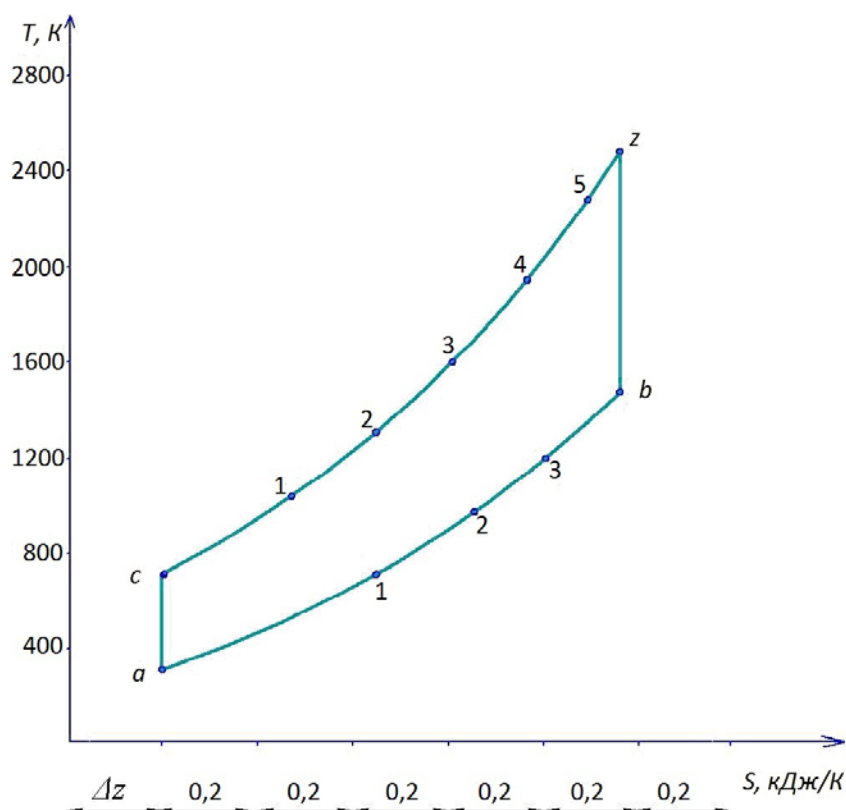


Рис. 3. Изображение цикла в координатах  $T-S$

Далее, добавляя к начальной температуре некоторое приращение  $\Delta T$ , можно подсчитать соответствующее изменение энтропии  $\Delta s_i$  по формуле

$$\Delta s_i = c \cdot \ln \frac{T_i + \Delta T}{T_i}, \quad (23)$$

где  $c$  – теплоемкость данного политропного процесса;  $T_i$  – начальная температура соответствующего участка политропы, например  $T_a$  точки  $a$ ;  $\Delta T$  – принятое приращение температуры на этом участке, выбирается исследователем исходя из условия, чтобы на отрезке политропы  $c-z$  или  $a-b$  было не менее трех точек, а значение всех интервалов температуры  $\Delta T$ , кроме последнего, имело одинаковое значение, кратное 50 или  $100^\circ$ , например,  $\Delta T = 250$ .

Необходимо помнить, что в координатах  $T-S$  адиабата изображается вертикальной прямой. Каждая политропа в координатах  $T-S$  вычерчивается по лекалу не менее чем по 3 точкам.

### 3.3. Приемы самоконтроля

Выполнение задания связано с необходимостью выполнения значительного объема вычислений. Поэтому возможны ошибки при определении тех или иных величин. Чтобы эти ошибки обнаружить и своевременно исправить, можно воспользоваться следующими приемами контроля:

- необходимо сопоставить линию процесса подвода теплоты по расчетному циклу в координатах  $PV$  с аналогичной политропой на рис. 4, а;
- характер изображения расчетных политроп, по которым отводится тепло, должен совпадать с изображением их на рис. 4, б;

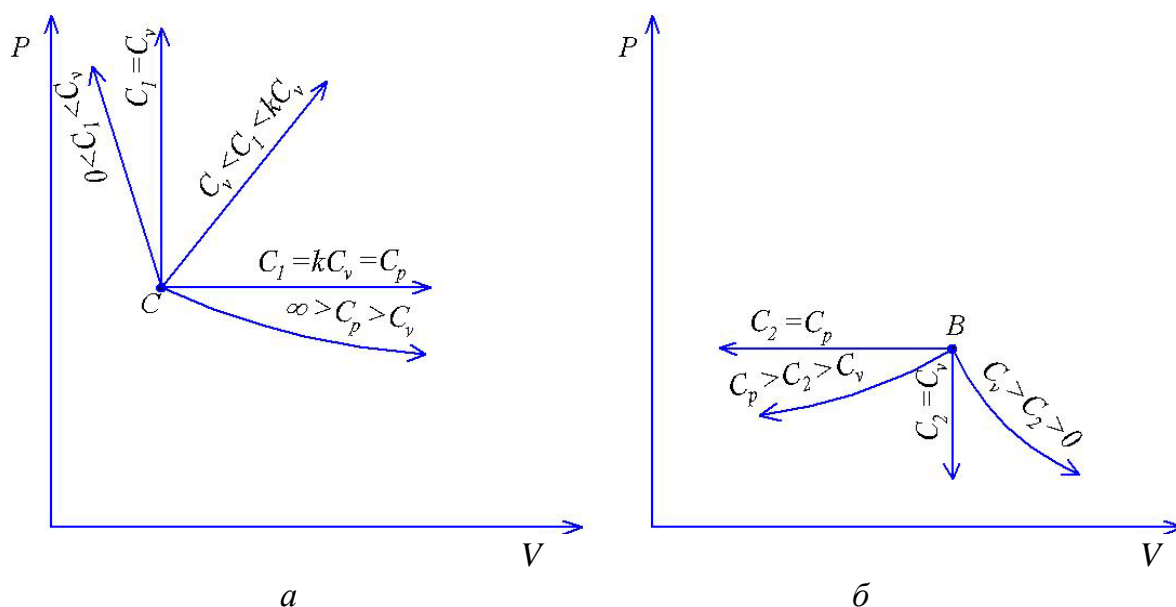


Рис. 4. Характер протекания расчетных политроп

- изображение правильно рассчитанной политропы в координатах  $PV$  будет представлять собой монотонно возрастающую или убывающую кривую без точек перегиба (т.к. поршень перемещается равномерно в процессе);
- в координатах  $T-S$  адиабаты должны быть представлены вертикальными прямыми (крайние точки адиабаты должны лежать на одной вертикали);
- графики зависимостей  $\eta_t$ ,  $l_t$  или  $p_t$  от тех или иных факторов должны представлять собой монотонные кривые (в отдельных случаях – прямые) без точек перегиба. Каждая группа таких кривых должна

выражать собой определенную закономерность, например плавно сближаться или расходиться.

Требования, предъявляемые к оформлению результатов расчета и исследования цикла:

1. Текстовая часть должна быть выполнена на листах формата А4. Запись производится только на одной стороне листа, имеющего чистые поля.

2. На титульном листе указываются: название вуза и федерального агентства, которому он принадлежит; название выполненной работы; факультет, кафедра, группа, фамилия и инициалы исполнителя, фамилия и инициалы руководителя.

3. Выполняя расчет, необходимо пояснять, что и по какой формуле определяется (привести ее в общем виде). И только после этого подставлять в формулу численные значения параметров. Указывать размерность всех исходных и полученных при расчете величин.

4. Все вычисления выполнять с точностью до 3–4 значимых знаков.

5. Все графические построения выполнять на миллиметровке формата А4.

6. В конце записки должен быть приведен перечень литературных источников, которыми пользовался студент при выполнении задания.

### *Пример расчета термодинамического цикла теплового двигателя*

Задание:

1. Выполнить расчет термодинамического цикла теплового двигателя:

а) определить значения параметров  $P$ ,  $V$  и  $T$  во всех характерных точках ( $a$ ,  $c$ ,  $z$  и  $b$ ), а также термический КПД, удельную работу и среднее теоретическое давление цикла, полагая, что рабочим телом является воздух;

б) изобразить цикл с соблюдением выбранного масштаба в координатах  $P-V$  и  $T-S$ .

2. Исследовать при постоянной теплоемкости рабочего тела влияние:

- *вариант 1* (чётные номера зачётных книжек):  $\varepsilon_a$  и  $q_1$  на  $\eta_t$ ,  $l_t$  и  $p_t$ , для чего определить указанные характеристики цикла еще не менее чем для трех значений  $\varepsilon_a$  при двух дополнительных значениях  $q_1$ , отличных от заданного;

- *вариант 2* (нечётные номера зачётных книжек):  $t_a$  и  $p_a$  на  $\eta_t$ ,  $l_t$  и  $p_t$ , для чего определить указанные характеристики цикла еще не менее чем для трех значений  $t_a$  при двух дополнительных значениях  $p_a$ , отличных от заданного.

Результаты подсчета свести в таблицы и построить графики зависимостей  $\eta_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ ;  $l_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ ;  $p_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ .

На основании анализа графиков сделать выводы о взаимном влиянии параметров.

Исходные данные для расчета термодинамического цикла теплового двигателя выбираем согласно номеру зачетной книжки из табл. 1. Например, номер зачетной книжки 34. Соответственно шифр будет 343434.

Таблица 2

$p_a$	$t_a$	$\varepsilon_a$	$\frac{c_1}{c_v}$	$\frac{c_2}{c_v}$	$q_1$
0,87	25	7	1,35	0,9	1400

### *Расчет термодинамического цикла теплового двигателя*

Определяем параметры характерных точек цикла.

*Точка a.*

По заданию  $p_a = 0,87 \cdot 10^5$  Па;  $T_a = t_a + 273 = 25 + 273 = 298$  К.  
Удельный объём рабочего тела находим по уравнению состояния

$$v_a = \frac{R \cdot T_a}{p_a}.$$

Для воздуха удельная газовая постоянная  $R=287$  Дж/(кг·К), а потому

$$v_a = \frac{287 \cdot 298}{0,87 \cdot 10^5} = 0,983 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

*Точка с.*

Точкой  $c$  завершается адиабатное сжатие и в данной точке определяются исходя из уравнения адиабатного процесса  $p_a v_a^k = p_c v_c^k$ ,

а также степень сжатия  $\varepsilon = \frac{v_a}{v_c}$ .

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_a^k = 0,87 \cdot 10^5 \cdot 7,0^{1,40} = 13,26 \cdot 10^5 = 13,26 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_a^{k-1} = 298 \cdot 7,0^{0,40} = 649 \text{ К или } t_c = 649 - 273 = 376 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$v_c = \frac{v_a}{\varepsilon_a} = \frac{0,983}{7,0} = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Делаем проверку:

$$v_c = \frac{R \cdot T_c}{p_c} = \frac{287 \cdot 649}{13,26 \cdot 10^5} = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Проверка подтвердила верность вычислений.

*Точка z.*

По формуле  $n_1 = \frac{c_1 - c_p}{c_1 - c_v}$  определяем показатель политропы  $sz$ , по которой подводится теплота  $q_1$ , причём

$$n_1 = \frac{c_1 - c_p}{c_1 - c_v} = \frac{\frac{c_1}{c_v} - k}{\frac{c_1}{c_v} - 1} = \frac{1,35 - 1,40}{1,35 - 1} = -0,14.$$

Так как по заданию  $\frac{c_1}{c_v} = 1,35$ , то теплоёмкость процесса  $cz$  будет равна  $c_1 = 1,35 \cdot c_v$ . Учитывая, что

$$c_v = \frac{R}{(k-1)} = \frac{287}{(1,40-1)} = 717,5 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)} = 0,7175 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)},$$

получим  $c_1 = 1,35 \cdot 0,7175 = 0,9686 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

Температура в точке  $z$  будет равна с учетом того, что  $\Delta T = T_z - T_c$ , а также  $\Delta T = \frac{q_1}{c_1}$  (из определения теплоемкости  $c = \frac{q_1}{\Delta T}$ ),

$$T_c + \Delta T = T_c + \frac{q_1}{c_1} = 649 + \frac{1400}{0,9686} = 2094,385 \text{ К}$$

или  $t_z = 2094,385 - 273 = 1821,385 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Давление и удельный объём в точке  $z$  определяем по уравнениям политропного процесса, а именно:

$$p_z = p_c \cdot \left( \frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}} = 1,326 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{2094,385}{649} \right)^{0,1228} = 1,531 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$v_z = v_c \cdot \left( \frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{1}{1-n_1}} = 0,14 \cdot \left( \frac{2094,385}{649} \right)^{0,877} = 0,391 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Делаем проверку:

$$v_z = \frac{R \cdot T_z}{p_z} = \frac{287 \cdot 2094,385}{1,531 \cdot 10^6} = 0,393 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

*Точка b.*

Определяем показатель политропы  $ba$ , по которой отводится тепло, причём

$$n_2 = \frac{c_2 - c_p}{c_2 - c_v} = \frac{c_2 - k \cdot c_v}{c_2 - c_v} = \frac{\frac{c_2}{c_v} - k}{\frac{c_2}{c_v} - 1} = \frac{0,9 - 1,40}{0,9 - 1} = 5.$$

Так как по заданию  $\frac{c_2}{c_v} = 0,9$ , то теплоёмкость политропного процесса  $ba$  будет равна  $c_2 = 0,9 \cdot c_v = 0,9 \cdot 0,7175 = 0,6458$  кДж/(кг·°С).

Температуру в точке  $b$  определим по формуле для термодинамического цикла

$$T_b = T_a \cdot \left( \frac{T_z}{T_c} \right)^{\frac{c_1}{c_2}} = 298 \cdot \left( \frac{2094,385}{649} \right)^{1,45} = 1727,563 \text{ К}$$

или

$$t_b = 1727,563 - 273 = 1454,563 \text{ °С.}$$

Давление и удельный объём в точке  $b$  находим по формулам, связывающим параметры в политропном процессе:

$$p_b = p_a \cdot \left( \frac{T_b}{T_a} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 0,87 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{1727,563}{298} \right)^{1,25} = 7,83 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$v_b = v_a \cdot \left( \frac{T_b}{T_a} \right)^{\frac{1}{1 - n_2}} = 0,983 \cdot \left( \frac{1727,563}{298} \right)^{-0,25} = 0,63 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Делаем проверку:

$$v_b = \frac{R \cdot T_b}{p_b} = \frac{287 \cdot 1727,563}{7,83 \cdot 10^5} = 0,63 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Определяем количество теплоты  $q_2$ , отводимой в процессе  $ba$ :

$$q_2 = c_2 \cdot (T_b - T_a) = 0,6458 \cdot (1727,563 - 298) = 923,2 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем термический КПД исследуемого цикла при  $c = \text{const}$  по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{c_2 \cdot T_a}{q_1} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{q_1}{c_1 \cdot T_a \cdot \varepsilon_a^{k-1}} \right)^{\frac{c_1}{c_2}} - 1 \right];$$

$$\eta_t = 1 - \frac{0,6458 \cdot 298}{1400} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{1400}{0,9686 \cdot 298 \cdot 7,0^{0,40}} \right)^{1,5} - 1 \right] = 0,34.$$

Делаем проверку:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{923,2}{1400} = 0,34.$$

Проверка подтвердила правильность вычислений.

Полезная работа за цикл будет равна

$$l_t = q_1 \cdot \eta_t = 1400 \cdot 0,34 = 476 \text{ кДж/кг.}$$

Делаем проверку:

$$l_t = q_1 - q_2 = 1400 - 923,2 = 476,8 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем среднее теоретическое давление за цикл.

Так как в нашем случае  $v_{\max} = v_a$ ;  $v_{\min} = v_c$ , то среднее теоретическое давление за цикл будет равно

$$p_t = \frac{l_t}{(v_a - v_c)} = \frac{476,8 \cdot 10^3}{(0,983 - 0,14)} = 5,66 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

### *Изображение цикла в координатах P–V*

Для построения цикла в координатах  $P$ – $V$  известны параметры характерных точек  $a$ ,  $c$ ,  $z$ ,  $b$ .



Вычисляем параметры дополнительных точек. Результаты подсчёта представляем в виде таблиц.

В табл. 3 приведён подсчёт координат точек для цикла, осуществляемого при  $c = \text{const}$ .

Таблица 3

Процесс	Точки на линии процесса	Давление, бар	Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг
Адиабата $ac$	$a$	0,87	0,983
	$c$	13,26	0,14
	1	$\sqrt{0,87 \cdot 13,26} = 3,396$	$\sqrt{0,983 \cdot 0,14} = 0,37$
	2	$\sqrt{0,87 \cdot 3,396} = 1,72$	$\sqrt{0,983 \cdot 0,37} = 0,6$
	3	$\sqrt{13,26 \cdot 3,396} = 6,71$	$\sqrt{0,14 \cdot 0,37} = 0,23$
Политропа $cz$	$c$	13,26	0,14
	$z$	15,31	0,391
	1	$\sqrt{13,26 \cdot 15,31} = 14,25$	$\sqrt{0,14 \cdot 0,391} = 0,23$
	2	$\sqrt{13,26 \cdot 14,25} = 13,75$	$\sqrt{0,14 \cdot 0,23} = 0,18$
	3	$\sqrt{15,31 \cdot 14,25} = 14,77$	$\sqrt{0,391 \cdot 0,23} = 0,3$
Адиабата $zb$	$z$	15,31	0,391
	$b$	7,38	0,63
	1	$\sqrt{15,31 \cdot 7,38} = 10,63$	$\sqrt{0,391 \cdot 0,63} = 0,496$
	2	$\sqrt{15,31 \cdot 10,63} = 12,76$	$\sqrt{0,391 \cdot 0,496} = 0,44$
	3	$\sqrt{7,38 \cdot 10,63} = 8,86$	$\sqrt{0,63 \cdot 0,496} = 0,559$
Политропа $ba$	$b$	7,38	0,63
	$a$	0,87	0,983
	1	$\sqrt{7,38 \cdot 0,87} = 2,53$	$\sqrt{0,63 \cdot 0,983} = 0,787$
	2	$\sqrt{7,38 \cdot 2,53} = 4,32$	$\sqrt{0,63 \cdot 0,787} = 0,704$
	3	$\sqrt{0,87 \cdot 2,53} = 1,48$	$\sqrt{0,983 \cdot 0,787} = 0,88$

Рассчитанный термодинамический цикл теплового двигателя изображён на рис. 2.

### *Изображение цикла в координатах $T-S$*

Строить изображение цикла в координатных осях  $T-S$  начинаем с построения точки  $a$  так, чтобы ордината ее с учетом принятого масштаба равнялась  $T_a K$ , а абсцисса – некоторой произвольной величине  $S_a$  (см. рис. 2). Далее на вертикальной прямой, проходящей

через точку  $a$ , отмечается точка  $c$ , соответствующая окончанию процесса адиабатного сжатия. После этого определяем координаты промежуточных точек политроп  $cz$  и  $ba$ , по которым подводится и отводится теплота, для чего используем формулу

$$\Delta s_i = c \cdot \ln \frac{T_i + \Delta T}{T_i}.$$

Результаты расчета при  $c = \text{const}$  занесены в табл. 4. При этом для политропного подвода теплоты  $cz$  ранее получили  $c_1 = 1,35 \cdot 0,7175 = 0,9686$  кДж/(кг·°С), а для политропного отвода теплоты  $ba$  соответственно  $c_2 = 0,9 \cdot 0,7175 = 0,6458$  кДж/(кг·°С).

Таблица 4

Участок политропы	$T_i$	$\Delta T$	$T_i + \Delta T$	$\Delta s_i$
Политропа $cz$				
$c-1$	649	300	949	0,3676
1-2	949	300	1249	0,2657
2-3	1249	300	1549	0,2082
3-4	1549	300	1849	0,1713
4- $z$	1849	245,385	2094,385	0,1206
$\sum \Delta s_i$				1,1335
Политропа $ba$				
$A-1$	298	300	598	0,4492
1-2	598	300	898	0,2623
2-3	898	300	1198	0,1859
3-4	1198	300	1498	0,1442
4- $b$	1498	229,563	1727,563	0,0919
$\sum \Delta s_i$				1,1336

Изменение энтропии за процесс  $cz$  составляет  $\sum \Delta s_i = 1,1335$ , а за процесс  $ba$  –  $\Delta s_i = 1,1336$ . Так как расхождение близко к нулю, то можно считать, что расчет выполнен правильно.

### *Исследование влияния $\varepsilon_a$ и $q_1$ на $\eta$ , $l_t$ и $p_t$*

Величины  $\eta_t$ ,  $l_t$ ,  $p_t$  при заданных заданием значениях  $\varepsilon_a = 7$  и  $q_1 = 1400$  определены выше и соответственно равны  $\eta_t = 0,34$ ,  $l_t = 476,8$  кДж/кг;  $p_t = 5,66$  бар.

Принимаем дополнительно  $q_1 = 1350$ ;  $q_1 = 1450$  и определяем показатели цикла, когда  $\varepsilon_a = 6,5$ ;  $\varepsilon_a = 7,5$ ;  $\varepsilon_a = 8$ ;  $\varepsilon_a = 8,5$ , сохраняя при этом исходные значения  $p_a = 0,87$ ;  $t_a = 25$  °C;  $\frac{c_1}{c_v} = 1,35$ ;  $\frac{c_2}{c_v} = 0,9$ .

Результаты расчёта сводим в табл. 5.

Таблица 5

$q_1$	Определяемые величины и расчётные формулы	Принятые значения $\varepsilon_a$				
		5	6	7	8	9
1000	$\eta_t$	0,28	0,34	0,39	0,43	0,46
	$l_t$	281,21	342,54	390,00	428,13	459,64
	$v_a - v_c$	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87
	$p_t$	3,58	4,18	4,63	4,98	5,26
1400	$\eta_t$	0,22	0,29	0,34	0,38	0,42
	$l_t$	306,49	402,67	476,92	536,44	585,51
	$v_a - v_c$	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87
	$p_t$	3,90	4,92	5,66	6,24	6,70
1800	$\eta_t$	0,16	0,24	0,30	0,34	0,38
	$l_t$	291,05	426,70	531,22	614,90	683,80
	$v_a - v_c$	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87
	$p_t$	3,70	5,21	6,30	7,15	7,83

В табл. 5

$$\eta_t = 1 - \frac{c_2 \cdot T_a}{q_1} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{q_1}{c_1 \cdot T_a \cdot \varepsilon_a^{k-1}} \right)^{\frac{c_1}{c_2}} - 1 \right];$$

$$l_t = q_1 \cdot \eta_t;$$

$$v_a - v_c = \frac{R \cdot T_a}{p_a} \cdot \frac{\varepsilon_a - 1}{\varepsilon_a};$$

$$p_t = \frac{l_t}{(v_a - v_c)}$$

По данным табл. 5 строим графики, представленные на рис. 5, 6, 7.

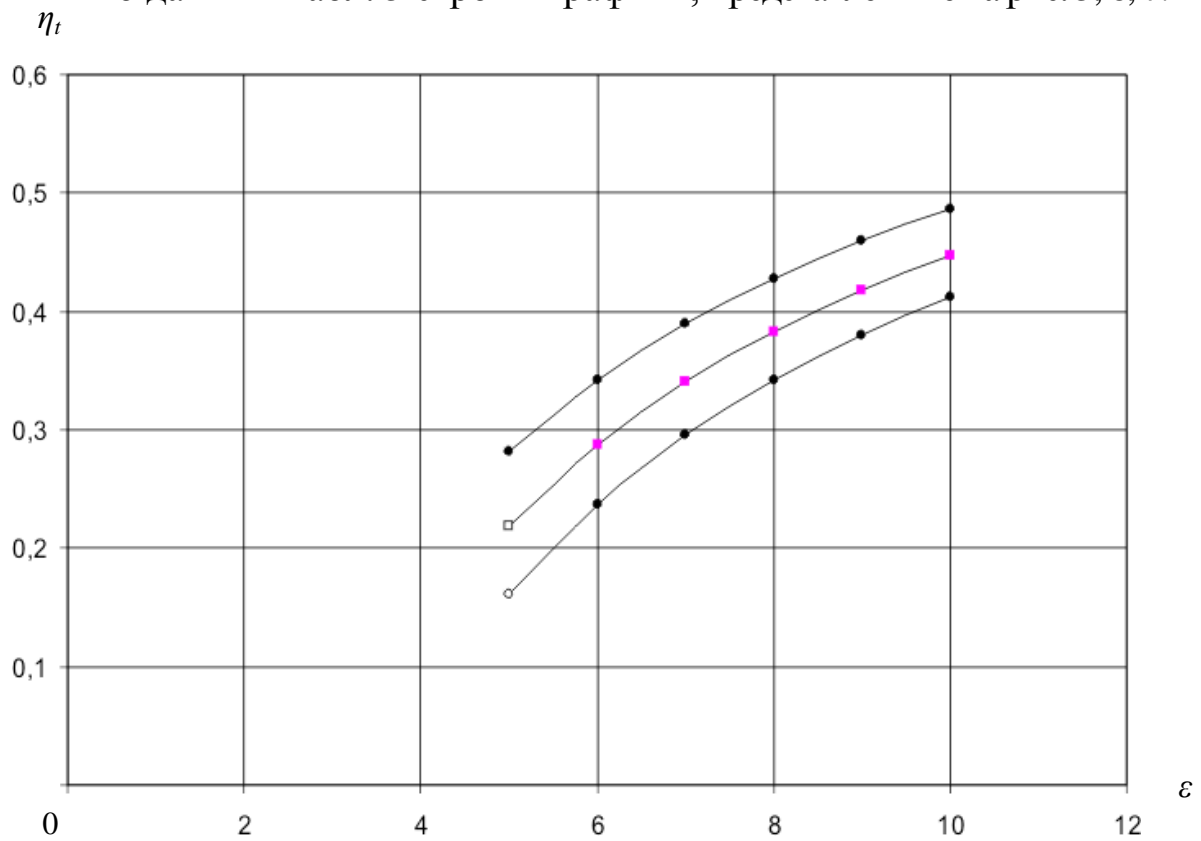


Рис. 5. График зависимости термического КПД от степени сжатия

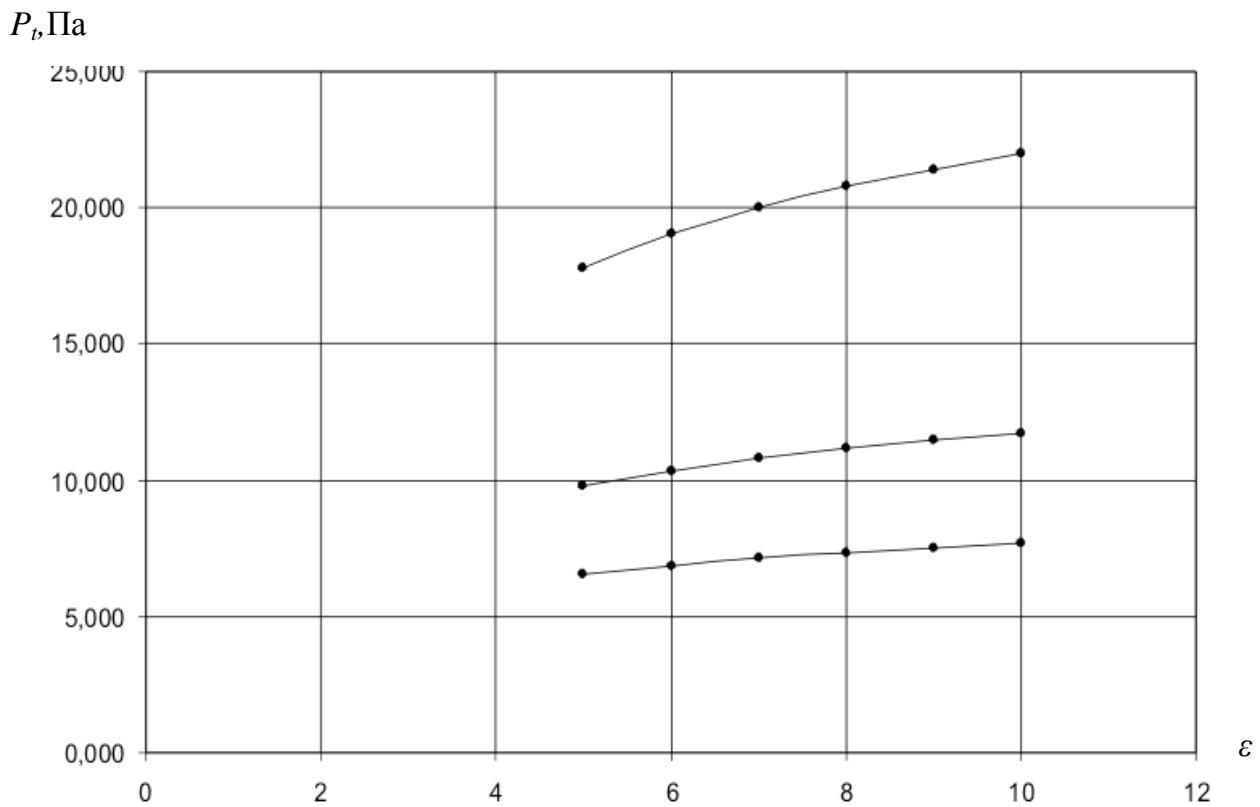


Рис. 6. График зависимости среднего теоретического давления от степени сжатия

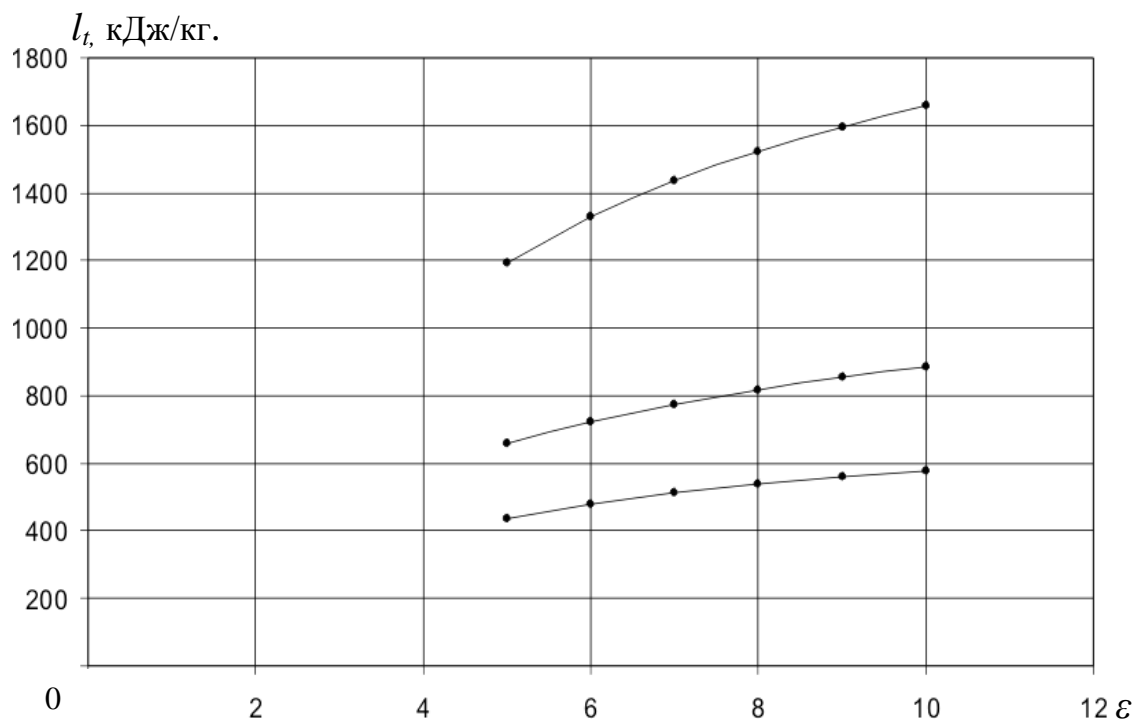


Рис. 7. График зависимости полезной работы за цикл от степени сжатия

Анализ этих графиков показывает, что для исследованного цикла термический КПД существенно увеличивается с уменьшением значения  $q_1$ . Повышение  $\varepsilon_a$  тоже способствует увеличению термического КПД. При увеличении  $q_1$  и  $\varepsilon_a$  также происходит увеличение значений  $l_t = f(\varepsilon_a, q_1)$  и  $p_t = f(\varepsilon_a, q_1)$ .

### Контрольные вопросы и задания для защиты курсовой работы

1. Что изображено у вас на графике в  $P-V$  координатах?
2. Какие термодинамические процессы составляют данный термодинамический цикл? Каково назначение каждого процесса?
3. За счет чего изменяется внутренняя энергия рабочего тела в каждом из процессов? Как изменяются другие параметры рабочего тела и почему?
4. Покажите графическое представление работы каждого процесса цикла.
5. Для чего необходим каждый из процессов цикла? Возможна ли работа теплового двигателя без какого-либо из рассчитанных процессов и почему?
6. Покажите суммарную работу всех процессов данного термодинамического цикла (полезную работу термодинамического цикла) данного теплового двигателя. Чему она равна в вашем случае?
7. Чему равен термический КПД рассчитанного цикла и чему равна работа цикла?
8. Чему равен термический КПД рассчитанного цикла? От чего зависит КПД теплового двигателя и какими способами можно его увеличить?
9. Какими способами можно увеличить работу цикла данного теплового двигателя?

### *Библиографический список*

1. Теплотехника : учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров и др. ; под ред. В.Н. Луканина. – 3-е изд., испр. – М. : Высшая школа, 2006. – 671 с.
2. Теплотехника : учеб. для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг и др. ; под ред. А.П. Баскакова. – 3-е изд., перераб. – М. : Бастет, 2010. – 671 с.
3. Корабельщиков Н.И. Универсальный термодинамический цикл тепловых двигателей // Двигатели внутреннего сгорания. – Омск, 1969. – Вып. 1. – С. 92–98.
4. Расчётно-графическое исследование термодинамических циклов газовых двигателей : учеб. пособ. / Н.И. Корабельщиков. – Новосибирск, 1977. – 78 с.
5. Техническая термодинамика : курс лекций / А.Л. Иванов. – Омск, 2012.

**Мольная изохорная теплоемкость воздуха (кДж/моль·°С)**

°С	Истинная теплоемкость	Средняя теплоемкость
0	20,760	20,760
100	20,952	20,839
200	21,362	20,988
300	21,953	21,208
400	22,635	21,476
500	23,326	21,781
600	23,988	22,090
700	24,586	22,409
800	25,118	22,715
900	25,591	23,008
1000	26,002	23,284
1100	26,366	23,548
1200	26,688	23,795
1300	26,977	24,030
1400	27,275	24,251
1500	27,459	24,461
1600	27,664	24,653
1700	27,856	24,838
1800	28,032	25,005
1900	28,196	25,168
2000	28,342	25,328
2100	28,489	25,474
2200	28,614	25,612
2300	28,740	25,746
2400	28,857	25,874
2500	28,966	25,993