

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА им. К.А. ТИМИРЯЗЕВА

Институт механики и энергетики им. В.П. Горячкина
Кафедра Теплотехники, гидравлики и энергообеспечения предприятий

Решения задач размещены на сайте zadachi24.ru

С.П. Рудобашта, Е.Л. Бабичева

ТЕПЛОТЕХНИКА. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Методические указания

Москва
2018

УДК 621.1:631.3(075.8)
ББК 31.3
Р83

Рудобашта С.П., Бабичева Е.Л. Теплотехника. Задания для контрольной работы: Методические указания / С.П. Рудобашта, Е.Л. Бабичева. М.: , 2018. 72 с.

В указаниях изложены основные сведения для выполнения контрольной работы по дисциплине «Теплотехника». Содержит информацию о составе контрольной работы, примеры выполнения отдельных ее частей и включает в себя указания по оформлению работы.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлениям: «Агроинженерия» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Рекомендовано к изданию методической комиссией Института механики и энергетики им. В.П. Горячкина (протокол № 3 от 16 мая 2018 г.).

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Круговые процессы (циклы).....	5
2. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания.....	8
2.1. Допущения, принимаемые при формулировке понятия «идеальный цикл двигателей внутреннего сгорания».....	8
2.2 Цикл со смешанным подводом теплоты	9
3. Термодинамический расчет идеальных циклов двигателей внутреннего сгорания	11
3.1. Последовательность термодинамического расчета идеальных циклов двигателей внутреннего сгорания	11
3.2. Пример термодинамического расчета идеального цикла со смешанным подводом теплоты.....	14
4. Термодинамический анализ работы компрессоров.....	20
4.1. Общая характеристика компрессоров.....	20
4.2. Одноступенчатый компрессор.....	21
4.3. Мертвое пространство и его влияние на работу компрессора....	26
4.4. Многоступенчатый компрессор.....	28
5. Цикл Ренкина на перегретом паре.....	30
6. Основы теплообмена. Стационарные процессы.....	33
6.1. Теплопроводность.....	33
6.2. Теплоотдача.....	35
6.3. Пример решения задач по конвективному теплообмену.....	41
6.4. Теплопередача.....	42
6.5. Теплообменные аппараты.....	44
7. Методические указания к выполнению контрольной работы.....	48
8. Задачи для контрольной работы.....	49
Библиографический список.....	59
Приложения.....	60

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня практически любая область инженерной деятельности во многом связана с проблемами энергосбережения, разработкой, внедрением и эксплуатацией ресурсосберегающих технологий, с вопросами трансформации и передачи энергии. Учебная дисциплина «Теплотехника» призвана вооружить будущего специалиста знаниями общих законов и основанных на этом инженерных методик расчета процессов, возникающих при получении, трансформации и распространении в пространстве тепловой энергии. Структурно она подразделяется на четыре части: техническую термодинамику, теорию тепло- и массообмена, теплоэнергетические установки, применение теплоты в отрасли.

Теплотехника, как наука, оформилась в 18-м веке – в первую очередь, в ответ на запросы развивающихся производств и транспорта. Она явилась теоретической базой для создания тепловых машин, в которых теплота, получаемая в результате сжигания топлива, используется для совершения работы.

Теплотехника как учебная дисциплина наиболее тесно связана с такими смежными дисциплинами, как математика, физика, химия, гидравлика, знания которых используются при ее изложении. В свою очередь, сведения, почерпнутые студентами из курса теплотехники, необходимы для изучения ими специальных дисциплин по направлению подготовки, а также для будущей профессиональной деятельности.

Методические указания для студентов написаны в соответствии с программой дисциплины «Теплотехника» и содержит сведения, позволяющие студентам практически освоить курс данной дисциплины.

1. КРУГОВЫЕ ПРОЦЕССЫ (ЦИКЛЫ)

Согласно первому закону термодинамики, являющемуся частным случаем закона сохранения и превращения энергии, теплота и работа могут взаимно превращаться друг в друга. Однако условия, при которых эти превращения возможны, первый закон термодинамики не рассматривает. В частности, первый закон не позволяет решить вопрос о том, при каких условиях возможен переход теплоты от нагретого тела к холодному и наоборот, возможно ли полное взаимное превращение теплоты и работы, т.е. равнозначны ли эти процессы и т.д. Закон, позволяющий указать направление теплового потока и предел возможного превращения теплоты в работу в тепловых машинах, называют вторым законом термодинамики.

В процессе однократного расширения газа в цилиндре тепловой машины получается некоторое ограниченное количество работы, поскольку наступает момент, когда температура и давление рабочего тела будут равны температуре и давлению окружающей среды и процесс превращения теплоты в работу прекратится. Для повторного получения работы расширения необходимо рабочее тело вернуть в исходное состояние, т.е. совершить над ним работу сжатия. Процессы, в которых рабочее тело, пройдя ряд различных состояний, возвращается в исходное состояние, но иным путем, не тем, которым оно вышло из исходного состояния, называют *круговыми процессами* или *циклами*.

Прямой круговой процесс. На рис. 1.1 *а* представлен произвольный обратимый (т.е. состоящий из обратимых процессов) цикл в p,v - и T,s -координатах. Пусть рабочее тело расширяется по кривой 1–2–3 и совершает работу расширения l_p , изображаемую в p,v -координатах площадью 1233'1'1. При достижении точки 3 рабочее тело должно быть возвращено в состояние, характеризуемое точкой 1, для того чтобы снова совершать работу расширения. Процесс сжатия можно осуществить по линии 3–2–1, но в этом случае придется затратить всю работу, полученную при расширении, т. е. полезная

работа цикла $l_{\text{ц}}$ будет равна нулю. Очевидно, чтобы тепловой двигатель производил механическую работу, работа расширения должна быть больше работы, затрачиваемой на сжатие, $l_{\text{сж}}$. Следовательно, кривая сжатия 3–4–1 должна лежать ниже кривой расширения. В этом случае работа сжатия изображается площадью 3411'3'3, а полученная работа цикла $l_{\text{ц}}$ с учетом масштаба будет равна площади 12341, ограниченной контуром цикла.

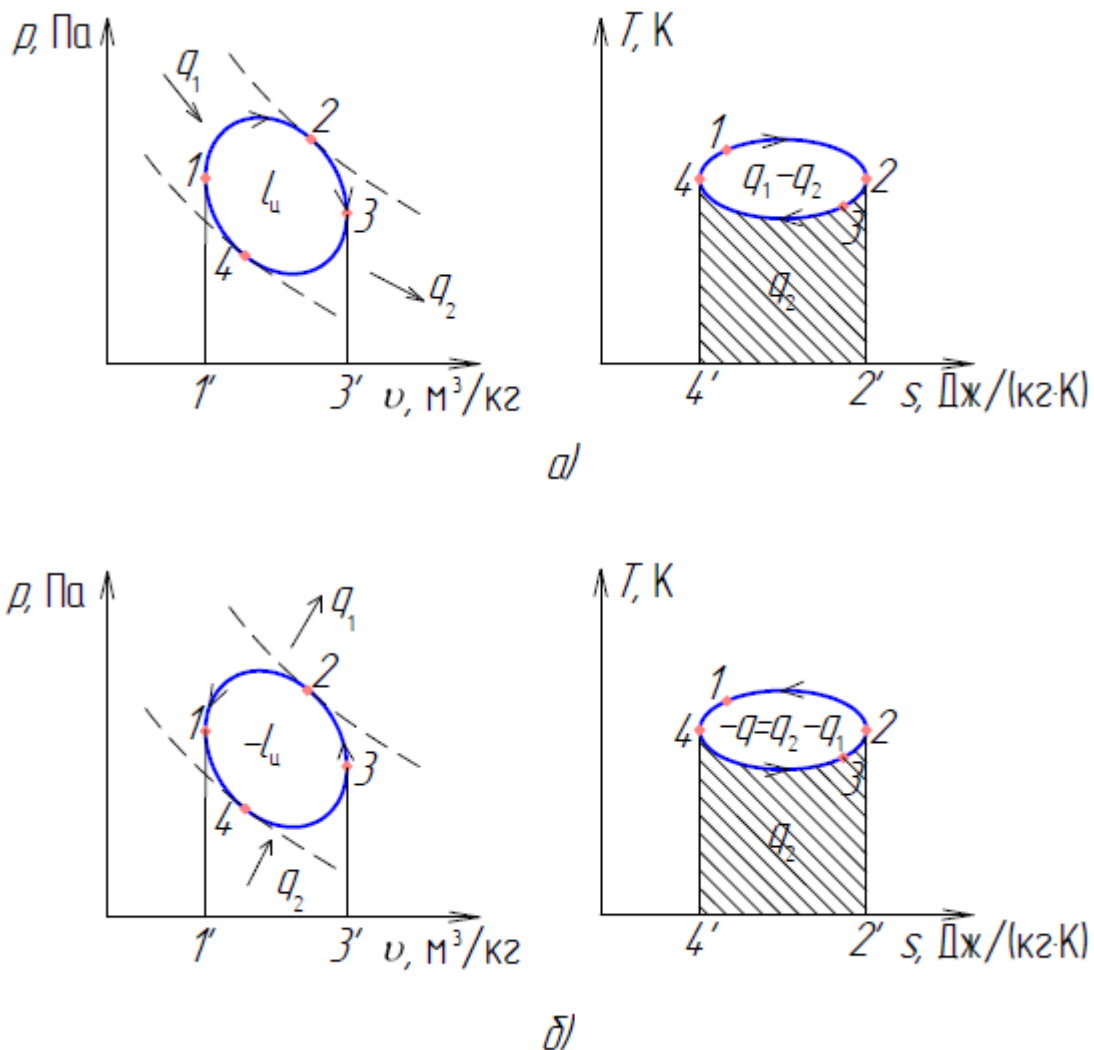


Рис. 1.1. Круговые процессы (циклы):

a – прямой в p,v - и T,s -координатах; *б* – обратный в p,v - и T,s -координатах
(штриховые линии – адиабаты)

Проведем две адиабаты, которые касаются контура цикла в точках 2 и 4. При этом круговой процесс окажется расчлененным на два участка: участок 4–1–2, на котором теплота q_1 подводится, и участок 2–3–4, на котором теплота q_2 отводится. В точках 2 и 4, лежащих на адиабатах, подвод и отвод тепло-

ты отсутствует и тепловой поток меняет знак. Следовательно, для непрерывной работы теплового двигателя необходим циклический процесс, в котором к рабочему телу подводится теплота q_1 от горячего источника, а теплота q_2 отводится к холодному источнику.

В T,s -координатах теплота q_1 изображается площадью 4122'4'4, а теплота q_2 – площадью 22'4'432. В этом случае работа цикла положительна.

Круговой процесс, в котором работа расширения больше работы сжатия, называется *прямым круговым процессом* или *циклом* (циклом теплового двигателя). Прямой цикл протекает в направлении по ходу часовой стрелки, т.е. линия расширения расположена выше линии сжатия. Так как рабочее тело в результате цикла возвращается в исходное состояние, то его внутренняя энергия за цикл не изменяется ($\Delta u = 0$). Согласно первому закону термодинамики теплота, участвующая в круговом процессе, $q_1 - q_2$ преобразуется в работу цикла: $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$ (значение q_2 при выражении работы цикла берется по модулю). *Отношение работы, производимой тепловым двигателем за цикл, к количеству подведенной за этот цикл теплоты q_1 от горячего источника называется термическим коэффициентом полезного действия (кпд) цикла η_t*

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (1.1)$$

Как следует из приведенного выше анализа, отводимая теплота $q_2 \neq 0$, т.е. термический кпд $\eta_t < 1$. Термический кпд характеризует степень совершенства идеального цикла теплового двигателя в отношении преобразования теплоты в работу.

Обратный круговой процесс (рис. 4.1 б) – это процесс, протекающий в направлении против хода часовой стрелки. В нем процессы расширения 1–4 и 4–3 расположены ниже процессов сжатия 3–2 и 2–1. В процессах 4–3 и 3–2 к рабочему телу подводится теплота q_2 от холодного источника, а в процессах 2–1 и 1–4 отводится теплота q_1 к горячему источнику.

Следовательно, результирующее количество подводимой и отводимой теплоты равно $q = q_2 - q_1$.

В обратном цикле, как и в прямом, $\Delta u = 0$, поэтому $q = -l_{\text{ц}}$, где $l_{\text{ц}}$ выражена по модулю, откуда $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$ или $q_1 = q_2 + l_{\text{ц}}$, т.е. на верхнем температурном уровне горячему источнику теплоты передается теплота, воспринятая рабочим телом (холодильным агентом) на нижнем температурном уровне, а также превратившаяся в теплоту работа цикла.

В обратном цикле осуществляется перенос теплоты q_2 от менее нагретого тела к более нагретому; при этом затрачивается работа $l_{\text{ц}}$. Степень совершенства обратных циклов характеризуется *холодильным коэффициентом*, который представляет собой отношение теплоты q_2 к работе цикла $l_{\text{ц}}$, т.е.

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} \quad (1.2)$$

Холодильный коэффициент может быть как больше, так и меньше единицы; в большинстве случаев он больше единицы.

2. ИДЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2.1. ДОПУЩЕНИЯ, ПРИНИМАЕМЫЕ ПРИ ФОРМУЛИРОВКЕ ПОНЯТИЯ «ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ»

Термодинамическое исследование работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) заключается в том, что вводится понятие *идеального цикла ДВС*, применительно к которому и выполняется анализ. При этом принимаются следующие допущения:

- рабочее тело – идеальный газ;
- реальный процесс горения топлива заменяется условным процессом подвода теплоты от горячего источника, а реальный процесс выпуска отработавших газов – условным процессом отвода теплоты к холодному теплоприемнику;

- процессы сжатия газа и его расширения, не сопровождающиеся горением топлива, считаются адиабатными;
- потери энергии на внутреннее и внешнее трение отсутствуют (это означает, что в цилиндре двигателя протекают равновесные термодинамические процессы);
- рабочее тело представляет собой закрытую термодинамическую систему.

Термодинамическое исследование циклов ДВС включает в себя: расчет основных параметров состояния p , v , T в характерных точках; графическое изображение цикла в p,v - и T,s -координатах; определение основных характеристик (степени сжатия ϵ , степени повышения давления λ и степени предварительного расширения ρ); определение удельных количеств подведенной и отведенной теплоты; вычисление удельной полезной работы, совершаемой двигателем за цикл (работы цикла), термического КПД цикла и его анализ. По способу подвода теплоты идеальные циклы ДВС подразделяют на циклы:

- с подводом теплоты при постоянном объеме ($v = \text{const}$);
- с подводом теплоты при постоянном давлении газа ($p = \text{const}$);
- цикл со смешанным подводом теплоты (одна часть теплоты подводится при постоянном объеме, а затем другая часть – при постоянном давлении).

2.2. ЦИКЛ СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Компрессорные дизели характеризуются большой массой компрессора и большой мощностью, отбираемой на его привод (до 10 % от мощности двигателя). Это делает их неконкурентоспособными по сравнению с дизелями в которых впрыск топлива осуществляется с помощью топливного насоса.

На рисунке 2.1 показан идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты, в котором часть теплоты подводится при $v = \text{const}$, а другая часть – при $p = \text{const}$. Это – идеальный цикл современных дизелей, в которых впрыск топлива в цилиндр двигателя осуществляется не

сжатым воздухом с помощью компрессора, как в предыдущем цикле, а с помощью насоса. Такой способ впрыска топлива дает иной процесс горения, который в p, v -координатах аппроксимируется линиями $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

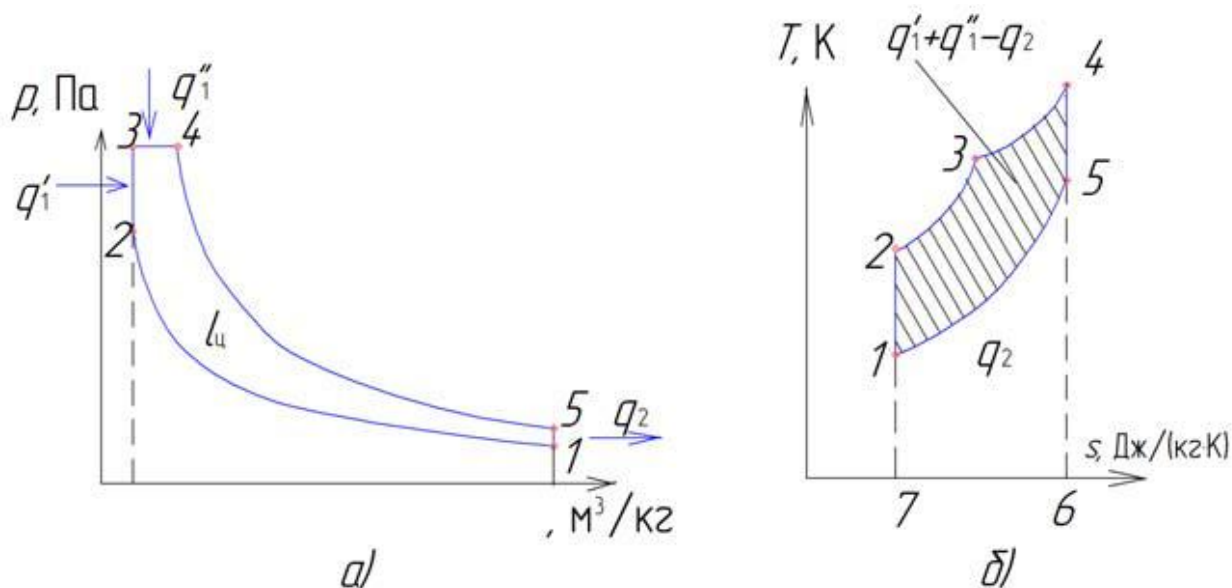


Рис. 2.1. Идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты в $p-v$ (а) и $T-s$ (б) координатах

Рабочее тело сжимается по адиабате 1–2, в изохорном процессе 2–3 к нему подводится теплота q_1' и далее в изобарном процессе 3–4 – теплота q_1'' . Затем происходят расширение рабочего тела по адиабате 4–5 и отвод теплоты q_2 в изохорном процессе 5–1. Основные характеристики цикла следующие: степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$; степень повышения давления $\lambda = p_3/p_2$; степень предварительного расширения $\rho = v_4/v_3$.

Количество теплоты, подведенное в изохорном процессе, равно: $q_1' = c_v(T_3 - T_2)$. Количество теплоты, подведенное в изобарном процессе, $q_1'' = c_p(T_4 - T_3)$. Отведенное количество теплоты: $q_2 = c_v(T_1 - T_5)$. Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (2.1)$$

Из этого уравнения видно, что термический КПД растет с увеличением ε , k и λ и с уменьшением ρ .

Для двигателей, работающих по этому циклу, характерны следующие значения λ и ρ : $\lambda = 1,2 \dots 1,7$; $\rho = 1,1 \dots 1,5$.

3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

3.1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Термодинамический расчет идеальных циклов включает в себя:

- определение основных параметров состояния p , v , T в характерных точках цикла;
- определение для каждого процесса, входящего в цикл, Δu , Δs , q , l ;
- определение термического КПД цикла;
- графическое изображение цикла в p, v - и T, s -координатах.

Термодинамический расчет идеальных циклов производят, используя расчетные формулы термодинамических процессов, входящих в цикл (таблица 3.1).

Таблица 3.1

Расчетные формулы термодинамических процессов

	Изохорный процесс	Изобарный процесс	Изотермический процесс	Адиабатный процесс	Политропный процесс
Соотношение параметров состояния	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}$	$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$
Изменение внутренней энергии Δu	$\Delta u = c_v \Delta T$		0	$\Delta u = c_v \Delta T$	
Работа l	0	$l = R \Delta T$	$l = q = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$ $l = q = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$l = c_v (T_1 - T_2)$	$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2)$ $l = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$
Теплота q	$q = c_v \Delta T$	$q = c_p \Delta T$		0	$q = c_n \Delta T$

Расчетные формулы термодинамических процессов

Изменение энтропии Δs	$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta s = R \ln \frac{v_2}{v_1}$	0	$\Delta s = c_n \ln \frac{T_2}{T_1}$
Теплоемкость с	$c_v = \frac{R}{k-1}$	$c_p = \frac{kR}{k-1}$			$c_n = \frac{R}{k-1} \frac{n-k}{n-1}$
Первый закон термодинамики	$q = \Delta u$	$q = \Delta u + l$	$q = l$	$l = -\Delta u$	$q = \Delta u + l$

3.2. ПРИМЕР ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Исходные данные

Цикл изображен на рисунке 2.1.

$$p_1 = 1 \text{ бар}, \quad t_1 = 33^\circ\text{C}, \quad \varepsilon = 15,$$

$$q_1' = 100 \text{ ккал/кг} = 418700 \text{ Дж/кг}, \quad q_1'' = 120 \text{ ккал/кг} = 502440 \text{ Дж/кг}.$$

Рабочее тело – воздух, для которого $k=1,41$.

Определяем газовую постоянную для воздуха:

$$R = \frac{R_y}{\mu_B} = \frac{8314}{28,96} = 287,08 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

Рассчитываем массовую теплоемкость в изохорном процессе:

$$c_v = \frac{R}{k-1} = \frac{287,08}{1,41-1} = 700,21 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

В цикл входит изобарный (рис 2.1) процесс. Определяем массовую теплоемкость для этого процесса:

$$c_p = k c_v = 1,41 \cdot 700,21 = 987,29 \text{ Дж/(кг·K)};$$

Для удобства определения основных параметров состояния используют таблицу 3.2. Записываем в таблицу исходные данные в системе СИ.. Учитываем два изохорных процесса ($v_2 = v_3$ и $v_1 = v_5$), изобарный процесс, т.е. $p_4 = p_3$ (рис 2.1).

Таблица 3.2

Основные параметры состояния в характерных точках цикла

параметр / точка	1	2	3	4	5
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	$v_1 = v_5$	$v_2 = v_3$	$v_2 = v_3$		$v_1 = v_5$
$T, \text{ К}$	306				
$p, \text{ Па}$	100000		$p_4 = p_3$	$p_4 = p_3$	

Для точки 1 известны два параметра состояния (таблица 3.2), находим третий по уравнению состояния $pv = RT$:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287,08 \cdot 306}{100000} = 0,88 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Кроме параметров состояния, в 1 точке известны еще три величины:

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

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

$$\varepsilon = v_1/v_2.$$

Зная степень сжатия, находим удельный объем в точке 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,88}{15} = 0,059 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для определения остальных параметров в точке 2 смотрим соседнюю точку 1, в которой известны все основные параметры состояния. В точке 1 объем $v_1 \neq v_2$, поэтому для дальнейшего расчета можно воспользоваться зависимостями для процесса 1–2, т.е. для адиабатного процесса (таблица 3.1).

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k$$

Находим давление в точке 2:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = 100000 \left(\frac{0,88}{0,059} \right)^{1,41} = 4552905,91 \text{ Па}.$$

Третий параметр в точке 2 находим по уравнению состояния:

$$T_2 = \frac{v_2 p_2}{R} = \frac{0,059 \cdot 4552905,91}{287,08} = 935,7 \text{ К}.$$

Зная теплоту q_1' , находим температуру в точке 3:

$$T_3 = q_1' / c_v + T_2 = 418700 / 700,21 + 935,7 = 1533,66 \text{ К}$$

Зная теплоту q_1'' , находим температуру в точке 4:

$$T_4 = q_1'' / c_p + T_3 = 502440 / 987,29 + 1533,66 = 2042,57 \text{ К}$$

Таблица 3.3

Основные параметры состояния в характерных точках цикла

параметр / точка	1	2	3	4	5
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,88	0,059	0,059		0,88
$T, \text{К}$	306	935,7	1533,66	2042,57	
$p, \text{Па}$	100000	4552905,91	$p_4 = p_3$	$p_4 = p_3$	

Третий параметр в точке 3 находим по уравнению состояния:

$$p_3 = \frac{RT_3}{v_3} = \frac{287,08 \cdot 1533,66}{0,059} = 7462425,64 \text{ Па}$$

Зная давление $p_4 = p_3$ находим третий параметр в точке 4 по уравнению состояния:

$$v_4 = \frac{RT_4}{p_4} = \frac{287,08 \cdot 2042,57}{7462425,64} = 0,079 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Таблица 3.4

Основные параметры состояния в характерных точках цикла

параметр / точка	1	2	3	4	5
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	0,88	0,059	0,059	0,079	0,88
$T, \text{К}$	306	935,7	1533,66	2042,57	
$p, \text{Па}$	100000	4552905,91	7462425,64	7462425,64	

Параметры в точке 5 рассчитываем аналогично точке 2. Смотрим соседнюю точку 4 (таблица 3.4), в которой известны все основные параметры состояния. В точке 4 объем $v_4 \neq v_5$, поэтому для дальнейшего расчета можно воспользоваться зависимостями для процесса 4–5, т.е. для адиабатного процесса (таблица 3.1).

$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{\nu_4}{\nu_5} \right)^k$$

$$p_5 = p_4 \left(\frac{\nu_4}{\nu_5} \right)^k = 7462425,64 \left(\frac{0,079}{0,88} \right)^{1,41} = 249352,45 \text{ Па.}$$

Третий параметр в точке 5 находим по уравнению состояния:

$$T_5 = \frac{\nu_5 p_5}{R} = \frac{0,88 \cdot 249352,45}{287,08} = 764,35 \text{ К.}$$

Таблица 3.5

Основные параметры состояния в характерных точках цикла

параметр / точка	1	2	3	4	5
ν , м ³ /кг	0,88	0,059	0,059	0,079	0,88
T , К	306	935,7	1533,66	2042,57	764,35
p , Па	100000	4552905,91	7462425,64	7462425,64	249352,45

Для каждого процесса, входящего в цикл, заполняем таблицу 3.6, с учетом первого закона термодинамики (таблица 3.1) и двух известных теплот ($q_1' = \Delta u_{2-3}$ в процессе 2–3 и q_1'' в процессе 3–4).

Таблица 3.6

Характеристики процессов цикла

параметр / процесс	1-2	2-3	3-4	4-5	5-1
q , Дж/кг	0	418700	502440	0	$q = \Delta u$
l , Дж/кг	$l = -\Delta u$	0		$l = -\Delta u$	0
Δu , Дж/кг	$\Delta u = -l$	418700		$\Delta u = -l$	$\Delta u = q$
Δs , Дж/(кг·К)	0			0	

Определяем для каждого процесса, входящего в цикл, оставшиеся величины Δu , Δs , q , l по формулам, приведенным в таблице 3.1.

Изменение внутренней энергии:

$$\Delta u_{1-2} = c_v(T_2 - T_1) = 700,21(935,7 - 306) = 440922,24 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta u_{3-4} = c_v(T_4 - T_3) = 700,21(2042,57 - 1533,66) = 356342,87 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta u_{4-5} = c_v(T_5 - T_4) = 700,21(764,35 - 2042,57) = -895023,43 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta u_{5-1} = c_v(T_1 - T_5) = 700,21(306 - 764,35) = -320941,65 \text{ Дж/кг}.$$

Выполняем проверку:

$$\Sigma \Delta u_i = \Delta u_{1-2} + \Delta u_{2-3} + \Delta u_{3-4} + \Delta u_{4-5} + \Delta u_{5-1}$$

$$\Sigma \Delta u_i = 440922,24 + 418700 + 356342,87 + (-895023,43) + (-320941,65) = 0;$$

Работа, в процессе 3-4 цикла и за весь цикл:

$$l = q - \Delta u$$

$$l_{3-4} = 502440 - 356342,87 = 146097,13 \text{ Дж/кг};$$

$$l_{\text{ц}} = \Sigma l_i = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-1}$$

$$l_{\text{ц}} = -440922,24 + 0 + 146097,13 + 895023,43 + 0 = 600198,32 \text{ Дж/кг}.$$

Изменение энтропии:

$$\Delta s_{2-3} = c_v \ln \frac{T_3}{T_2} = 700,21 \ln \frac{1533,66}{935,7} = 349,99 \text{ Дж/(кг·K)};$$

$$\Delta s_{3-4} = c_p \ln \frac{T_4}{T_3} = 987,29 \ln \frac{2042,57}{1533,66} = 286,91 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

$$\Delta s_{5-1} = c_n \ln \frac{T_1}{T_5} = 700,21 \ln \frac{306}{764,35} = -638 \text{ Дж/(кг·K)};$$

Выполняем проверку:

$$\Sigma \Delta s_i = \Delta s_{1-2} + \Delta s_{2-3} + \Delta s_{3-4} + \Delta s_{4-5} + \Delta s_{5-1}$$

$$\Sigma \Delta s_i = 0 + 349,99 + 286,91 + 0 + (-638) = -1,1 \text{ Дж/(кг·K)} \approx 0$$

Полученные результаты представлены в таблице 3.7.

Теплота за весь цикл:

$$q_{\text{ц}} = \Sigma q_i = q_{1-2} + q_{2-3} + q_{3-4} + q_{4-5} + q_{5-1}$$

$$q_{\text{ц}} = 0 + 418700 + 502440 + 0 + (-320941,65) = 600198,35 \text{ Дж/кг}.$$

Таблица 3.7

Характеристики процессов цикла

параметр / процесс	1-2	2-3	3-4	4-5	5-1
q , Дж/кг	0	418700	502440	0	-320941,65
l , Дж/кг	-440922,24	0	146097,13	895023,43	0
Δu , Дж/кг	440922,24	418700	356342,87	-895023,43	-320941,65
Δs , Дж/(кг·К)	0	349,99	286,91	0	-638

Выполняем проверку:

$$q_{ц} = l_{ц}$$

$$600198,35 \text{ Дж/кг} \approx 600198,32 \text{ Дж/кг}$$

Определяем количеств подведенной и отведенной теплоты.

Подведенная в цикле теплота:

$$q_1 = q_{2-3} + q_{3-4} = 418700 + 502440 = 921140 \text{ Дж/кг.}$$

Отведенная в цикле теплота:

$$q_2 = q_{5-1} = -320941,65 \text{ Дж/кг.}$$

Определяем термический КПД цикла по двум формулам:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{320941,65}{921140} = 0,65;$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = p_3/p_2 = 7462425,64 / 4552905,91 = 1,64$$

Степень предварительного расширения:

$$\rho = v_4/v_3 = 0,079 / 0,059 = 1,34$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{1}{15^{1,41-1}} \frac{1,64 \cdot 1,34^{1,41} - 1}{[1,64 - 1 + 1,41 \cdot 1,64(1,34 - 1)]} = 0,66$$

9. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ КОМПРЕССОРОВ

4.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОМПРЕССОРОВ

Компрессоры – это устройства, предназначенные для сжатия и перемещения газов. Несмотря на конструктивные различия компрессоров, в термодинамическом отношении происходящие в них процессы одинаковы, поэтому термодинамический анализ работы компрессора рассмотрим применительно к поршневому компрессору, как наиболее удобному для анализа.

На рисунке 4.1 показана принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и дано изображение в p, v -координатах протекающих в нем процессов – для идеального компрессора, в котором отсутствует внутреннее и внешнее трение, а сжимаемый газ полностью выталкивается в нагнетательный трубопровод.

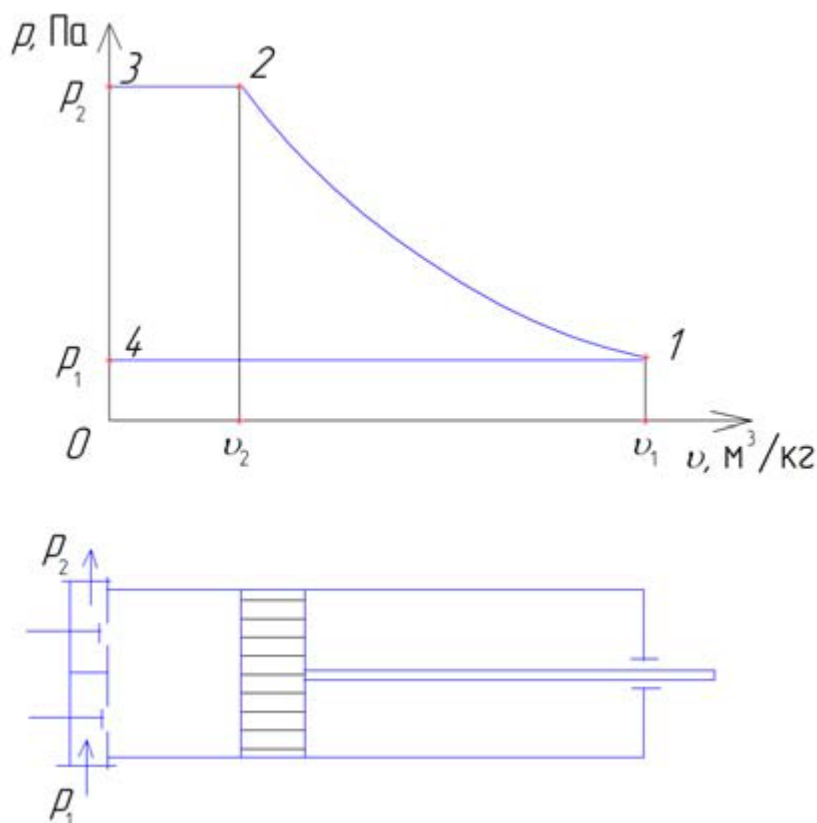


Рис. 4.1. Принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и изображение в p, v -координатах протекающих в нем, термодинамических процессов

Принцип действия поршневого компрессора состоит в следующем. При движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ), когда поршень максимально приближен к доньшку цилиндра, к нижней мертвой точке (НМТ), когда он максимально удален от нее, в цилиндре создается разрежение, давление в нем становится меньше внешнего p_1 .

Под действием разности давлений – во всасывающей патрубке и в цилиндре – открывается впускной клапан и цилиндр заполняется газом. При обратном движении поршня впускной клапан закрывается и газ сжимается по линии 1–2 (рис. 4.1). Давление внутри цилиндра повышается, при достижении значения p_2 открывается нагнетательный клапан и газ по линии 2–3 выталкивается поршнем из цилиндра. При следующем движении поршня слева направо давление в цилиндре падает, нагнетательный клапан закрывается и все процессы повторяются.

Работа l_k , затрачиваемая на сжатие и перемещение 1 кг газа в одном цикле работы компрессора, по модулю равна технической работе $l_k = -l_{\text{тех}}$, т.е.

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (4.1)$$

На рис. 4.1 эта работа изображается площадью 12341. Работа компрессора зависит от характера процесса сжатия: является ли оно изотермическим, адиабатным или политропным (рис. 4.2).

4.2. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

Найдем мощность, затрачиваемую на привод одноступенчатого идеального компрессора, в котором все процессы обратимы, при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии рабочего тела.

Изотермическое сжатие.

В изотермическом процессе $pv = RT = \text{const}$, откуда $v = RT/p$. Следовательно, работа сжатия по модулю равна

$$l_k = \int_{p_1}^{p_2} \frac{RT}{p} dp$$

Поскольку работа всасывания равна $l_{вс} = p_1(v_1 - 0) = p_1 v_1$, а работа выталкивания равна $l_{выт} = p_2 (0 - v_2) = -p_2 v_2$, то с учетом того, что при изотермическом сжатии $p_1 v_1 = p_2 v_2$, результирующая теоретическая работа изотермического компрессора в цикле равна работе сжатия в изотермическом процессе (Дж/кг)

$$l_{к.из} = RT \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (4.2)$$

Из рисунка 4.2 видно, что при изотермическом сжатии ($n = 1$) площадь 12341 самая маленькая, т.е. процесс сжатия происходит с минимальной затратой работы. Таким образом, применение изотермического сжатия в компрессоре наиболее выгодно с энергетической точки зрения.

Адиабатное сжатие.

Из уравнения адиабаты следует, что

$$\frac{v}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$$

или

$$v = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}} v_1$$

откуда с учетом работ всасывания и выталкивания получим

$$l_{к.ад} = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}} v_1 dp = l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.3)$$

Сравнение формулы для сжатия газа в адиабатном процессе и формулы (4.3) показывает, что с учетом работ всасывания и выталкивания газа теоре-

тическая работа адиабатного компрессора в k раз больше собственно работы адиабатного сжатия, где k – показатель адиабаты.

Сжатие по адиабате происходит с наибольшей затратой работы (площадь 12''341 на рис. 4.2), поэтому применение адиабатного сжатия в компрессоре невыгодно.

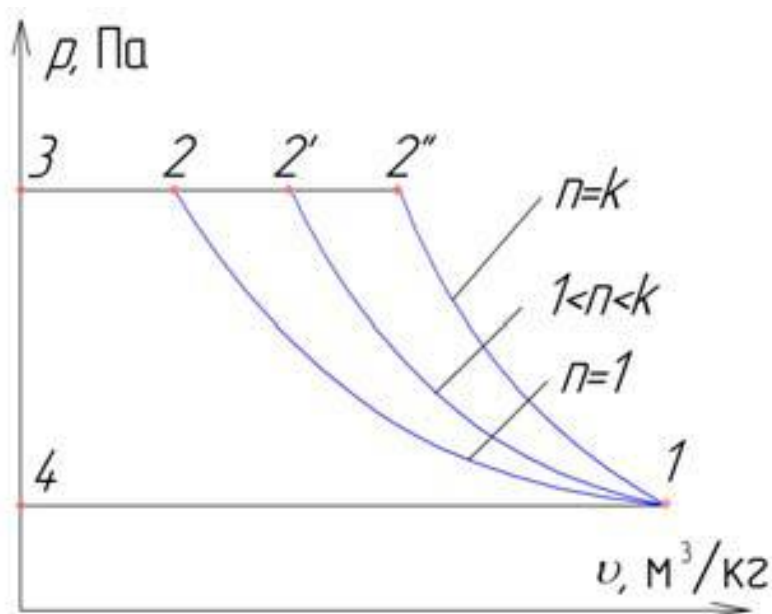


Рис. 4.2. Сравнение работ компрессора при изотермическом (линия 1–2), политропном (линия 1–2') и адиабатном (линия 1–2'') сжатии

Политропное сжатие.

При политропном сжатии формула соотношения параметров между p и v имеет вид

$$\frac{v}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}}$$

или

$$v = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}} v_1$$

откуда согласно (4.1) и с учетом работ всасывания и выталкивания получаем аналогично предыдущему по модулю

$$l_{\text{к.п}} = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}} v_1 dp = l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (4.4)$$

При политропном сжатии газа теоретическая работа компрессора, учитывающая работу наполнения цилиндра компрессора и работу выталкивания газа, в n раз больше работы политропного сжатия. При политропном сжатии теоретическая работа компрессора, если выполняется условие $1 < n < k$, больше, чем при изотермическом сжатии, но меньше, чем при адиабатном.

Чтобы приблизить процесс сжатия к изотермическому, отводят теплоту от сжимаемого в компрессоре газа. На практике это достигается за счет охлаждения водой наружной поверхности цилиндра. В реальном компрессоре сжатие газа осуществляется по политропе с показателем $n = 1,18 \dots 1,20$. при таком значении показателя политропы линия сжатия в p, v – координатах располагается между изотермой и адиабатой (линия 1–2' на рис. 4.3). Получить значение $n = 1$ практически не удастся.

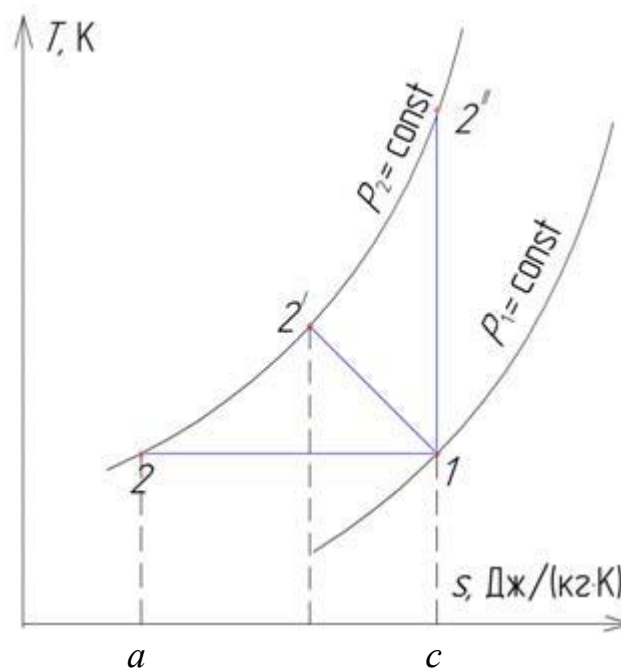


Рис. 4.3. Изображение процессов сжатия газа в компрессоре:
 1–2 – изотермическое сжатие; 1–2' – политропное (при $1 < n < k$);
 1–2'' – адиабатное

Количество теплоты, отводимое при политропном сжатии

$$Q_{\text{п}} = c_{\text{п}} (T_{2'} - T_1),$$

где $c_{\text{п}}$ – теплоемкость газа в политропном процессе.

На рис. 4.3 в T,s -координатах показаны линии сжатия газа в компрессоре: 1–2 – изотермическое сжатие, 1–2'' – адиабатное, 1–2' – политропное при $1 < n < k$. Теплота, отводимая при изотермическом сжатии $q_{\text{из}}$, эквивалентна на рисунке площади 12ас1 и равна $q_{\text{из}} = T_1(s_2 - s_1)$, отводимая при политропном сжатии $q_{\text{п}}$, – эквивалентна площади 12'bc1, при адиабатном сжатии $q_{\text{ад}} = 0$.

Теоретическую мощность привода компрессора определяют по формуле

$$N_{\text{т}} = G l_{\text{к}}. \quad (4.5)$$

где G – расход газа в компрессоре, кг/с.

Эффективность работы реального компрессора оценивают по эффективному кпд $\eta_{\text{е}}$, который представляет собой отношение работы, затраченной на привод идеального компрессора, к действительной работе, затрачиваемой компрессором.

Эффективность работы охлаждаемых компрессоров характеризуется *изотермическим эффективным* кпд, представляющим собой отношение работы, затраченной на привод идеального компрессора с изотермическим сжатием, к действительно затрачиваемой работе $l_{\text{к.д}}$ при тех же условиях

$$\eta_{\text{е.из}} = \frac{l_{\text{к.из}}}{l_{\text{к.д}}}. \quad (4.6)$$

где $l_{\text{к.из}}$ – теоретическая работа компрессора с изотермическим сжатием, рассчитываемая по формуле (4.2).

Совершенство работы неохлаждаемых компрессоров характеризуется *адиабатным эффективным* кпд, представляющим собой отношение работы, затраченной идеальным компрессором с адиабатным сжатием, к действительной работе при тех же условиях:

$$\eta_{e.ад} = \frac{l_{к.ад}}{l_{к.д}}. \quad (4.7)$$

где $l_{к.ад}$ – теоретическая работа компрессора с адиабатным сжатием, рассчитываемая по формуле (4.3).

У поршневых компрессоров $\eta_{e.из} = 0,6 \dots 0,75$, а $\eta_{e.ад} = 0,8 \dots 0,95$, у винтовых компрессоров $\eta_{e.ад} = 0,6 \dots 0,8$.

6.3. МЕРТВОЕ ПРОСТРАНСТВО И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ КОМПРЕССОРА

При теоретическом рассмотрении процессов в поршневом компрессоре выше предполагалось, что весь объем цилиндра компрессора является рабочим объемом. В действительности же при нахождении поршня в верхней мертвой точке между днищем цилиндра и донышком поршня остается некоторый зазор – *мертвое пространство*. Находящийся в этом пространстве газ не выталкивается поршнем в нагнетательный трубопровод, а при обратном движении поршня к нижней мертвой точке расширяется до давления на линии всасывания p_1 . Только при понижении давления в цилиндре компрессора до величины p_1 открывается впускной клапан и в цилиндр начинает поступать новая порция газа. Таким образом, мертвое пространство является вредным, т.к. уменьшает подачу компрессора.

На рис. 4.4 в p, v -координатах показаны процессы, происходящие в поршневом компрессоре при наличии мертвого пространства. Наличие мертвого пространства характеризуется новым процессом – политропным расширением газа по линии 3–4. На этом рисунке V_{π} – объем мертвого пространства; V – подача компрессора; V_h – геометрический объем, описываемый поршнем.

Как видно из рисунка, наличие мертвого пространства (мертвого объема) V_{π} значительно уменьшает производительность компрессора, т.к. объем газа, подаваемого за один ход поршня, снижается. Относительным объемом мертвого пространства называют отношение V_{π} к V_h (рис.6.4)

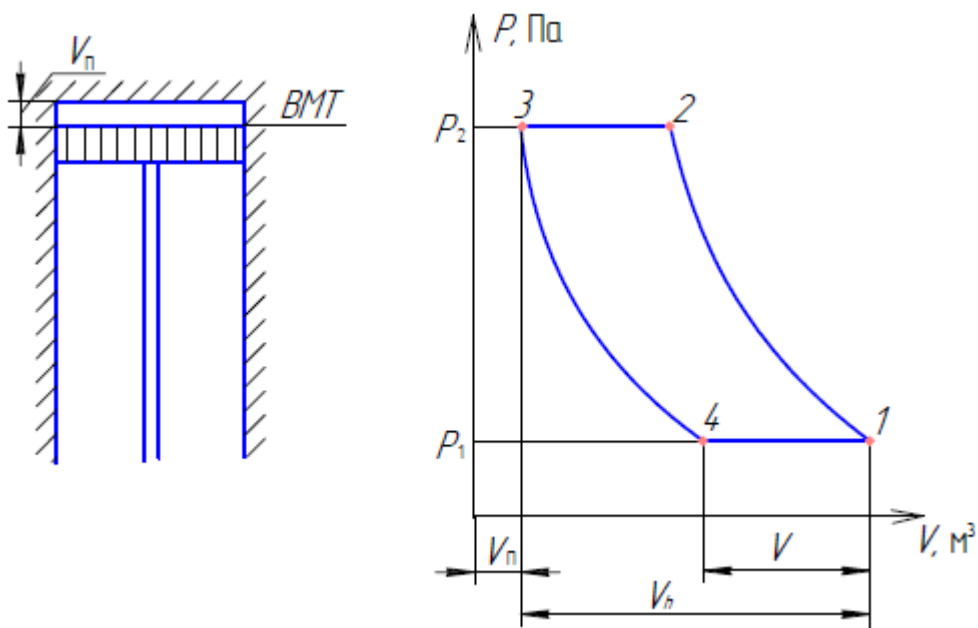


Рис. 4.4. Влияние мертвого пространства на работу компрессора

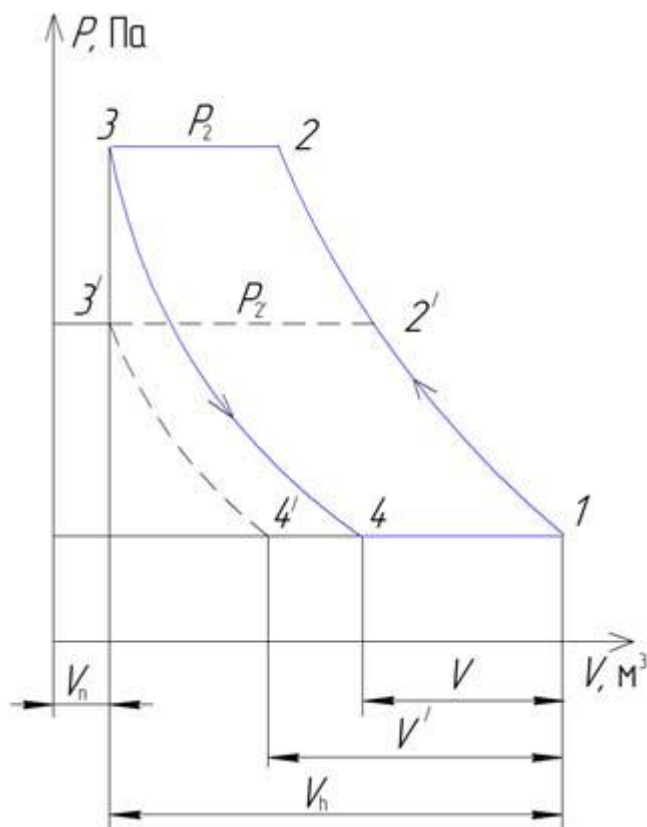


Рис. 4.5. Влияние давления p_2 на подачу компрессора

Для поршневых компрессоров: $a \leq 0,05$. Подача компрессора уменьшается с увеличением объема мертвого пространства и давления сжатого газа (рис. 4.5). На рисунке показано, что повышение давления газа в линии нагнетания от величины $p_{2'}$ до величины p_2

уменьшает подачу компрессора от значения V' до значения V . В пределе, когда линия сжатия газа совпадет с линией расширения газа в мертвом пространстве, подача компрессора станет нулевой (газ в цилиндре компрессора будет сжиматься и расширяться без выталкивания его в нагнетательный трубопровод).

Для предотвращения чрезмерного влияния мертвого пространства давление сжатого газа в одноступенчатом компрессоре не превышает 1,2...1,4 МПа.

4.4. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

Для получения газа высокого давления используют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс сжатия производится в нескольких последовательно соединенных цилиндрах. После сжатия в каждом из цилиндров осуществляется промежуточное охлаждение газа. На рисунке 4.6 *а* показана схема трехступенчатого компрессора, а диаграммы, иллюстрирующие происходящие в нем процессы, – на рисунках 4.6 *б*, *в*.

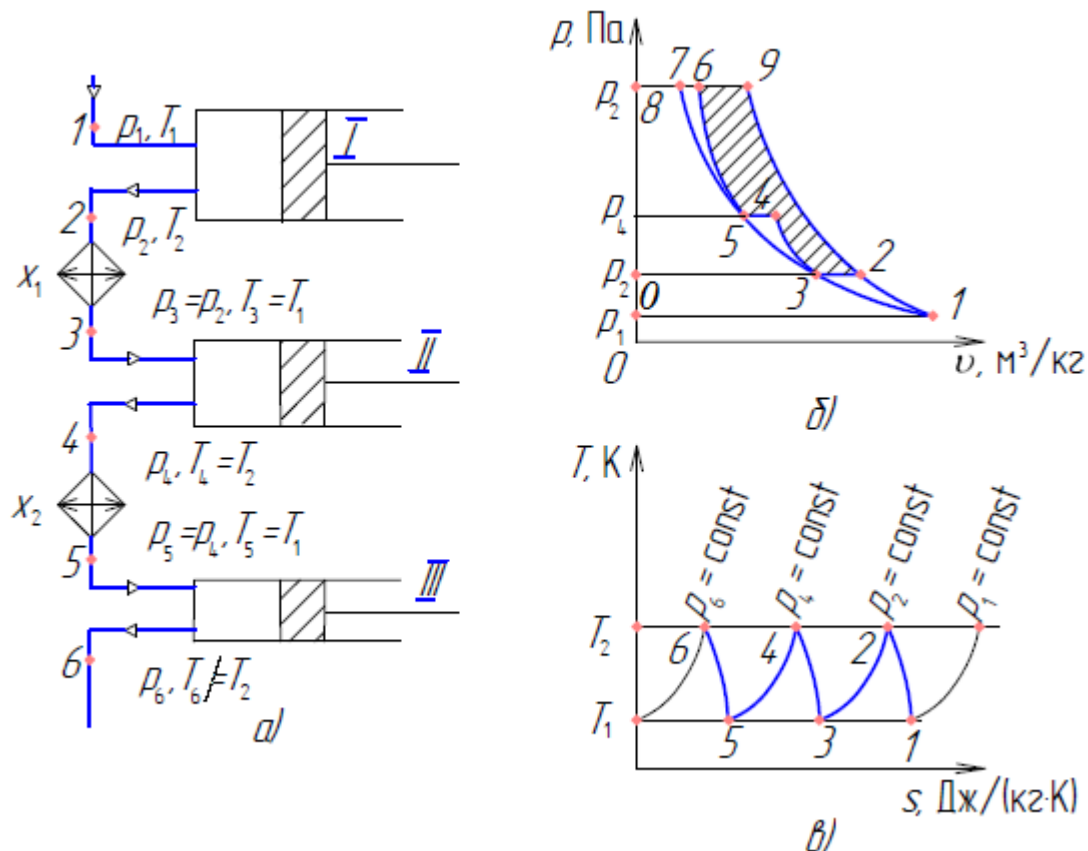


Рис. 4.6. Многоступенчатый компрессор:

а – схема: I, II, III – ступени сжатия; X_1 , X_2 – холодильники первой и второй ступени сжатия; *б*, *в* – изображение процессов в p, v - и T, s -координатах

Работа трехступенчатого компрессора заключается в следующем. В первой ступени компрессора происходит политропное сжатие газа до давления

p_2 , далее он поступает в промежуточный холодильник X_1 , в котором охлаждается до начальной температуры T_1 . Гидравлическое сопротивление холодильника мало, поэтому можно считать охлаждение газа изобарным и, следовательно, давления в точках 3 и 2 на схеме одинаково: $p_3 = p_2$. После охлаждения в холодильнике X_1 газ поступает во вторую ступень компрессора и сжимается по политропе до давления p_4 , затем в промежуточном холодильнике X_2 снова охлаждается до температуры T_1 , при этом давления в точках 5 и 4 одинаковы: $p_5 = p_4$. Далее газ поступает в цилиндр третьей ступени, где происходит его сжатие до давления p_6 . Изменение температуры газа при многоступенчатом сжатии иллюстрирует рис. 4.6 в.

Если бы процесс сжатия в цилиндре компрессора происходил по изотерме 1–3–5–7 (рис. 4.6 б), то работа сжатия газа была бы минимальной и была бы эквивалентна площади 0135780 на этом рисунке. При сжатии газа в одноступенчатом компрессоре от давления p_1 до давления p_6 по линии 1–9 (рис. 4.6 б) работа компрессора определялась бы максимальной и равна площади 01980. Величина работы трехступенчатого компрессора равна площади 012345680. Заштрихованная площадь на рис. 4.6б показывает сэкономленную техническую работу при использовании трехступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением газа. Чем больше число ступеней и промежуточных холодильников имеет компрессор, тем ближе процесс сжатия газа в нем к изотермическому. Можно отметить следующие преимущества многоступенчатого компрессора:

- повышается подача компрессора из-за снижения степени сжатия газа в каждой ступени компрессора;
- уменьшается мощность, потребляемая компрессором;
- из-за снижения температуры газа на линии нагнетания улучшается работа узлов трения.

Однако, многоступенчатый компрессор более металлоемок и поэтому дороже одноступенчатого, поэтому его применяют при высоких степенях сжатия (более 8...12).

5. ЦИКЛ РЕНКИНА НА ПЕРЕГРЕТОМ ПАРЕ

Этот цикл предложен шотландским физиком Ренкиным в середине XIX в. и является основным циклом паротурбинных установок. В цикле Ренкина на перегретом паре в котле вырабатывается перегретый пар, который и направляется в турбину. Использование перегретого пара по сравнению с сухим насыщенным позволяет увеличить термический КПД цикла, сократить потери на трение при течении пара через проточную часть турбины и тем самым улучшить гидродинамические условия ее работы. Вторым отличием от цикла на насыщенном паре является то, что в конденсаторе паротурбинной установки в цикле Ренкина осуществляется полная конденсация отработавшего пара, что дает возможность использовать экономичный, компактный насос. Затраты работы на привод насоса малы; они составляют менее 2% от работы, получаемой в паровой турбине.

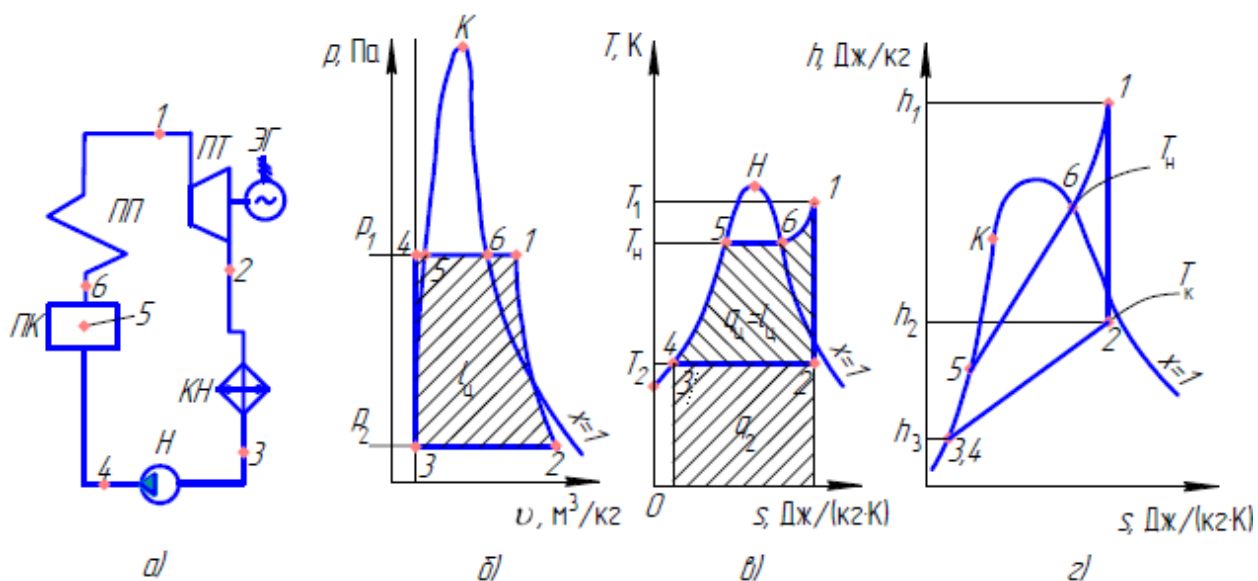


Рис. 5.1. Принципиальная схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина на перегретом паре (а) и изображение ее цикла в p, v - (б), T, s - (в) и h, s - (г) диаграммах:

ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; КН – конденсатор; Н – насос;
ПК – паровой котел; ПП – пароперегреватель

Принципиальная схема паросиловой установки, работающей на перегретом паре, приведена на рис.5.1а, а на рис.5.1б, 5.1в и 5.1г даны изображения реализуемого в ней цикла Ренкина на перегретом паре соответственно в p,v -, T,s - и h,s -диаграммах. Изобарный процесс 4–5–6–1 получения перегретого пара осуществляется в паровом котле ПК, включающем в себя пароперегреватель ПП. Участок 4–5 соответствует нагреву воды до температуры насыщения T_n , участок 5–6 – парообразованию и участок 6–1 – перегреву пара в пароперегревателе. Процесс 1–2 соответствует адиабатному расширению пара в паровой турбине ПТ, при этом совершается техническая работа $l_{\text{тех}}$. Работа цикла $l_{\text{ц}}$ эквивалентна площади 1–2–3–4–1 на рис.5.1б в соответствующем масштабе, на рис. 5.1в она изображается площадью 1–2–3–4–5–6–1. Изобарно-изотермический процесс 2–3 протекает в конденсаторе при температуре T_k , где отработавший пар полностью конденсируется, поэтому точка 3 находится на нижней пограничной кривой. Параметры отработавшего в турбине пара равны: p_2, T_2 . Поскольку температура, энтропия и энтальпия воды при нагнетании ее насосом практически не изменяются, то в T,s - и h,s -диаграммах точки 3 и 4 фактически совпадают.

Теплота, сообщаемая рабочему телу в паровом котле по изобаре, равна

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (5.1)$$

где $h_4 \approx h_3$.

Работа 1 кг пара в турбине за цикл равна разности его удельных энтальпий на входе и выходе турбины, т.е.

$$l_{\text{ц}} = h_1 - h_2 \quad (5.2)$$

и в h,s -диаграмме изображается отрезком 1–2 (рис. 5.1г).

Теплота, отдаваемая конденсирующимся паром охлаждающей воде в конденсаторе

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (5.3)$$

где h_3 – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении в конденсаторе $p_3 = p_2$.

В соответствии с вышеизложенным термический кпд рассматриваемого цикла определяется выражением

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (5.4)$$

Кроме термического кпд, для оценки эффективности цикла используется удельный расход пара на единицу совершаемой технической работы d_0 (кг/Дж), который равен

$$d_0 = \frac{1}{h_1 - h_2} \quad (5.5)$$

Термический кпд цикла Ренкина согласно уравнению (5.4) определяется удельными энтальпиями пара на входе в турбину h_1 и на выходе из нее h_2 , а также энтальпией конденсата h_3 . В свою очередь, энтальпия h_1 , зависят от давления p_1 и температуры T_1 перегретого пара на входе в турбину, а энтальпии h_2 , h_3 – от давления p_2 в конце расширения. Термический кпд цикла тем выше, чем больше энтальпия h_1 и чем меньше энтальпия h_2 , определяемая давлением в конденсаторе. Однако, получение низкого давления p_2 и, соответственно, низкой температуры в конденсаторе ограничено температурой охлаждающей воды, которая должна быть на 10...15°C ниже температуры конденсации отработавшего пара. Следовательно, при среднегодовой температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 10...15°C температура конденсации отработавшего в турбине пара должна быть 25...35°C – с тем, чтобы был обеспечен минимальный температурный перепад между конденсирующимся паром и охлаждающей водой. Этим температурам конденсации соответствует давление $p_2 \approx 0,0035...0,005$ МПа, которое практически можно считать предельным.

Способом повышения термического кпд цикла Ренкина на перегретом паре могло бы быть увеличение начальных параметров пара перед турбиной

p_1 , T_1 . Вместе с тем, температура перегретого пара T_1 ограничена жаростойкостью используемых материалов и составляет около 550°C , а увеличение давления p_1 при $T_1 = \text{const}$ проблематично из-за необходимости обеспечения прочности котла и сопровождается нежелательным уменьшением конечной степени сухости пара в турбине x_2 . Наличие капель в паре увеличивает потери на трение, поэтому для поддержания степени сухости пара x_2 в заданных пределах одновременно с повышением давления p_1 необходимо увеличивать и температуру T_1 . Современные паросиловые установки работают на пределе технических возможностей по параметрам пара до и после турбины.

6. ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА. СТАЦИОНАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ

6.1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Плоская стенка

Плотность теплового потока через плоскую стенку q , Вт/м^2 , содержащую n слоев:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (6.1)$$

где δ_i – толщина слоев стенки, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материалов стенки, $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$.

Температура на границе соприкосновения двух соседних слоев:

$$t_{i+1} = t_i - q \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (6.2)$$

Тепловой поток Φ , Вт, проходящий через стенку площадью A :

$$\Phi = qA. \quad (6.3)$$

Цилиндрическая стенка

Линейная плотность теплового потока q_l , Вт/м через цилиндрическую стенку, содержащую n слоев:

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (6.4)$$

где d_i, d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i -го слоя.

Температура на границе соприкосновения двух соседних слоев:

$$t_{i+1} = t_i - \frac{q_l}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}. \quad (6.5)$$

Соотношение размеров:

$$d_{i+1} = d_i + 2\delta_i. \quad (6.6)$$

где δ_i – толщина i -го слоя, м.

Тепловой поток Φ , Вт, проходящий через цилиндрическую стенку длиной l :

$$\Phi = q_l l. \quad (6.7)$$

6.2. ТЕПЛООТДАЧА

Уравнение теплоотдачи:

$$\Phi = \alpha (t_c - t)A. \quad (6.8)$$

Основные числа (критерии) подобия:

➤ Число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad (6.9)$$

➤ Число Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad (6.10)$$

➤ Число Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta g \Delta t l^3}{\nu^2}; \quad (6.11)$$

➤ Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega l}{\nu}, \quad (6.12)$$

где Φ – тепловой поток, Вт;

l – определяющий размер, м;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

ω – скорость движения жидкости, м/с;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ – коэффициент температуропроводности, м²/с;

β – коэффициент объемного расширения: для газов $\beta = \frac{1}{T}$, для жидкостей β определяется по таблицам;

T – определяющая температура, K ;

$\Delta t = t_c - t$ – разность температур между стенкой и жидкостью, $^{\circ}C$.

В уравнениях все величины, входящие в соответствующий критерий, берутся при температуре жидкости (среды); индекс "с" указывает, что величина критерия определяется по параметрам, взятым при температуре стенки.

Расчет коэффициентов теплоотдачи осуществляется по критериальным уравнениям вида

$$Nu = f(Re, Pr, Gr), \quad (6.13)$$

которые находят опытным путем.

Используя взятую из литературы зависимость для соответствующего случая такого рода теплообмена, вычисляют значение Nu , и определяют коэффициент теплоотдачи α :

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}. \quad (6.14)$$

Порядок решения задач по конвективному теплообмену

- 1) Определить вид движения жидкости (свободное или вынужденное).
- 2) Выбрать определяющий размер. Обычно для труб определяющим размером является диаметр, для плоских поверхностей – линейный размер в направлении движения жидкости.
- 3) Выбрать определяющую температуру – определяющей температурой является температура жидкости.
- 4) По величине определяющей температуры по соответствующим таблицам найти основные свойства жидкости.
- 5) Вычислить определяющие критерии: $Pr \cdot Gr$ для свободного движения жидкости, Re для вынужденного движения жидкости.
- 6) По критериям $Pr \cdot Gr$ или Re определить режим движения жидкости (ламинарный, турбулентный или переходный).

- 7) В зависимости от вида и режима движения жидкости с учетом особенностей теплообмена (движение жидкости в трубе, омывание трубы или пучка труб и т.д.) выбрать расчетное уравнение для определения числа Нуссельта и рассчитать число Nu.
- 8) Из числа Нуссельта определить коэффициент теплоотдачи.
- 9) По уравнению теплоотдачи рассчитать тепловой поток Φ .

Теплоотдача при вынужденном движении жидкости

- 1) Теплоотдача при продольном омывании плоской поверхности (определяющий размер – линейный размер в направлении движения жидкости):

- а) ламинарный режим движения жидкости ($Re \leq 5 \cdot 10^5$; $0,6 < Pr < 15$)

$$Nu = 0,664 Pr^{0,33} Re^{0,5} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (6.15)$$

для воздуха

$$Nu = 0,57 Re^{0,5}; \quad (6.16)$$

- б) турбулентный режим движения жидкости ($Re > 5 \cdot 10^5$)

$$Nu = 0,037 Pr^{0,43} Re^{0,8} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (6.17)$$

для воздуха

$$Nu = 0,032 Re^{0,8}. \quad (6.18)$$

- 2) Теплоотдача при движении жидкости в трубах (определяющий размер – внутренний диаметр трубы):

- а) ламинарный режим движения жидкости ($Re < 2300$)

$$Nu_{ж} = 0,17 Pr^{0,43} Gr^{0,1} Re^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_l \quad (6.19)$$

(поправку ε_l выбирают из таблицы 6.1 в зависимости от соотношения между длиной и диаметром трубы);

Таблица 6.1

L/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

б) переходный режим движения жидкости ($2300 < Re < 10^4$)

$$Nu = K_0 Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (6.20)$$

(коэффициент K_0 выбирают из таблицы 6.2 в зависимости от числа Re).

Таблица 6.2

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

в) турбулентный режим движения жидкости

при $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$, $0,6 < Pr < 2,5 \cdot 10^3$

$$Nu = 0,021 Pr^{0,43} Re^{0,8} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon'_l \varepsilon_R. \quad (6.21)$$

Поправки ε'_l и ε_R определяют по формулам:

$$\varepsilon'_l = 1 + \sqrt[3]{\frac{2700}{Re}} e^{-0,08l/d_3}, \quad (6.22)$$

где l – длина трубы,

d_3 – диаметр трубы;

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 d_3 / R, \quad (6.23)$$

где R – радиус кривизны для изогнутых труб (для прямых труб $\varepsilon_R=1$).

Для пределов изменения параметров $4 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$; $0,5 < Pr < 5 \cdot 10^3$ можно также воспользоваться формулой

$$Nu = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{Re Pr (\mu/\mu_c)^n \varepsilon_l \varepsilon_R}{1,07 + \frac{900}{Re} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (6.24)$$

где $n = 0,11$ при нагревании, $n = 0,25$ при охлаждении;

$\varepsilon_l = 1$ при $l/d_3 > 60$ и $\varepsilon_l = 0,86 + 0,90(d_3/l)^{0,4}$ при $15 < l/d_3 < 60$.

3) Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной круглой трубы (определяющий размер – наружный диаметр трубы):

$$Nu = C Re^m Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (6.25)$$

Величины коэффициентов C и m определяют по таблице 6.3. Если угол между направлением потока жидкости и осью трубы (угол атаки) меньше 90° , значения Nu следует умножить на поправочный коэффициент $\varepsilon = 1 - \cos^2 \varphi$.

Таблица 6.3

Условия теплоотдачи	C	m
$0,7 < Pr < 350, 5 < Re < 10^3$	0,5	0,5
$0,7 < Pr < 350, 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6

Теплоотдача при свободном движении

Критериальное уравнение теплоотдачи имеет вид

$$Nu_{\text{ж}} = C(Pr \cdot Gr)^n \varepsilon. \quad (6.26)$$

В этом уравнении определяющей температурой является средняя температура жидкости в пограничном слое $t_m = 0,5(t_c + t)$, величины коэффициентов C , n и ε определяют по таблице 6.4.

Таблица 6.4

Условия теплоотдачи	C	n	ε	Определяющий размер
Вертикальная пластина и вертикальная труба: ➤ ламинарный пограничный слой $Gr \cdot Pr = 10^3 \dots 10^9$ ➤ турбулентный пограничный слой $Gr \cdot Pr > 10^9$	0,76	0,25	$\left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	Длина трубы, пластины
	0,15	0,330	1	
Горизонтальная труба: ➤ $10^{-3} \leq Gr \cdot Pr \leq 10^3$ ➤ $10^3 \leq Gr \cdot Pr \leq 10^8$	0,18	0,125	1	Диаметр трубы
	0,5	0,25	1	
Горизонтальная пластина, охлаждаемая сверху: ➤ ламинарный режим течения ➤ турбулентный режим течения	0,54	0,25	1	Короткая сторона пластины
	0,14	0,33	1	
Горизонтальная пластина, охлаждаемая снизу, ламинарный режим	0,27	0,25	1	
Сфера	0,49	0,25	-	Диаметр сферы

6.3. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО КОНВЕКТИВНОМУ ТЕПЛООБМЕНУ

Исходные данные

Определите коэффициент теплоотдачи для трубы, омываемой поперечным потоком воздуха (рис. 6.1), если наружный диаметр трубы $d = 60$ мм, длина трубы $L = 5$ м, температура воздуха $t_{ж} = 40$ °С, температура поверхности трубы $t_c = 43$ °С, скорость $\omega = 10$ м/с и угол атаки $\varphi = 70$ град.

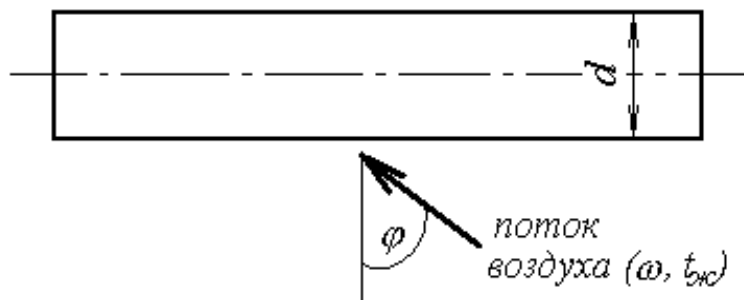


Рис. 6.1. Схема омывания трубы потоком воздуха

Вид движения воздуха при данной скорости – вынужденное.

При поперечном обтекании одиночной круглой трубы определяющим размером является наружный диаметр трубы $l = d = 0.06$ м

Основные свойства воздуха и значение числа Прандтля Pr (приложение 1) при определяющей температуре $t_{ж}$.

$$\lambda = 0.0276 \text{ Вт/(м·К)}; \quad \nu = 16.96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad Pr = 0.699.$$

По температуре поверхности трубы t_c находим значение числа $Pr_c = 0.6987$

Находим определяющее число подобия для вынужденного движения:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0.06}{16.96 \cdot 10^{-6}} = 35377 = 0.35 \cdot 10^5.$$

При поперечном обтекании одиночной круглой трубы число Нуссельта находим по формуле:

$$Nu = C Re^m Pr^{0.38} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0.25}$$

По значениям чисел Re и Pr из таблицы 6.3 выбираем значение коэффициентов C и m ($C = 0.25$, и $m = 0.6$). Отношением чисел Прандтля для воздуха можно пренебречь, тогда с учетом поправки на угол атаки $\varepsilon = 1 - \cos^2 \varphi$:

$$Nu = 0.25 Re^{0.6} (1 - \cos^2 \varphi) = 0.57 \cdot 35377^{0.6} (1 - \cos^2 70) = 118.34$$

Определяем коэффициент теплоотдачи α :

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{118.34 \cdot 0.0276}{0.06} = 54.44 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Определяем поверхность теплообмена A .

Боковая поверхность трубы:

$$A = \pi d L = 3.14 \cdot 0.06 \cdot 5 = 0.94 \text{ м}^2.$$

Определяем тепловой поток:

$$\Phi = \alpha (t_c - t) A = 54.44 (43 - 40) \cdot 0.94 = 153.84 \text{ Вт}.$$

6.4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Плоская стенка

Плотность теплового потока q , $Вт/м^2$, через плоскую стенку, содержащую n слоев:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.27)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к стенке, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной жидкости ($Вт/(м^2 \cdot К)$);

δ_i – толщина слоев стенки, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материалов стенки, $Вт/(м \cdot К)$.

Температуры наружных поверхностей стенки, содержащей n слоев:

$$t_1 = t_{ж1} - \frac{q}{\alpha_1}; \quad t_{n+1} = t_{ж2} + \frac{q}{\alpha_2}; \quad (6.28)$$

Коэффициент теплопередачи k (Вт/(м²·К)) для стенки, содержащей n слоев:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.29)$$

Тепловой поток Φ , Вт, проходящий через стенку площадью A :

$$\Phi = qA. \quad (6.30)$$

Цилиндрическая стенка

1) Линейная плотность теплового потока q_l , Вт/м, через стенку содержащую n слоев:

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \quad (6.31)$$

где d_i, d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i -го слоя.

Температуры наружных поверхностей стенки, содержащей n слоев:

$$t_1 = t_{ж1} - \frac{q_l}{\alpha_1 \pi d_1}; \quad t_{n+1} = t_{ж2} + \frac{q_l}{\alpha_2 \pi d_{n+1}}; \quad (6.32)$$

Линейный коэффициент теплопередачи k_l (Вт/(м·К)) для стенки, содержащей n слоев:

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \quad (6.33)$$

Тепловой поток через цилиндрическую стенку Φ , Вт:

$$\Phi = q_l l. \quad (6.34)$$

6.5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Тепловой поток Φ , Вт, отдаваемый горячим теплоносителем (при неизменном агрегатном состоянии):

$$\Phi = c_{p1} G_1 (t_{1.н} - t_{1.к}). \quad (6.35)$$

Тепловой поток Φ , Вт, воспринимаемый холодным теплоносителем (при неизменном его агрегатном состоянии):

$$\Phi = c_{p2} G_2 (t_{2.к} - t_{2.н}). \quad (6.36)$$

Уравнение теплопередачи для всего теплообменного аппарата:

$$\Phi = k A \Delta t_{ср}, \quad (6.37)$$

где c_{p1} и c_{p2} – массовые теплоемкости греющего и нагреваемого теплоносителей, Дж/(кг·К);

G_1 и G_2 – массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с;

$t_{1.н}$ и $t_{1.к}$ – температуры греющего теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С;

$t_{2.н}$ и $t_{2.к}$ – температуры нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник и выходе из него, °С;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

A – площадь поверхности теплообмена, м²;

$\Delta t_{ср}$ – средняя разность температур теплоносителей в теплообменном аппарате, °С.

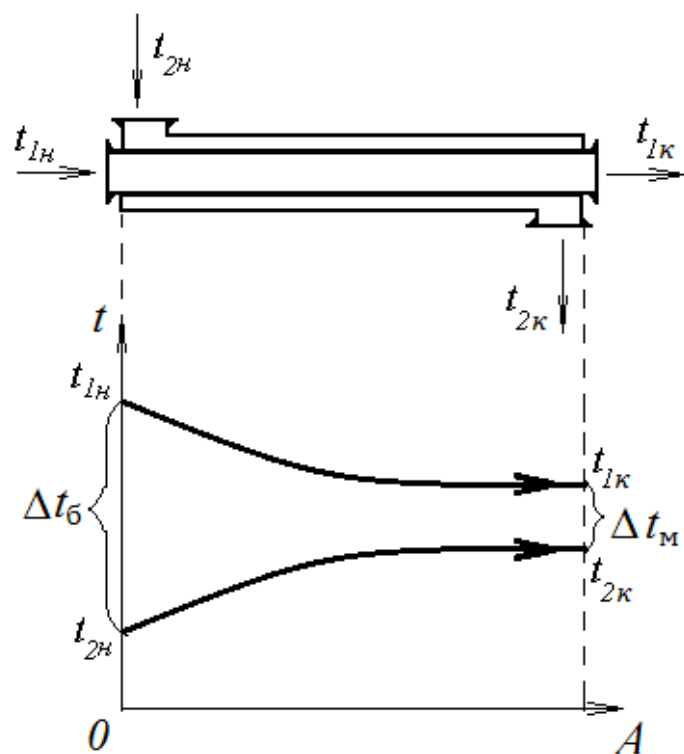


Рис. 6.2. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при прямотоке

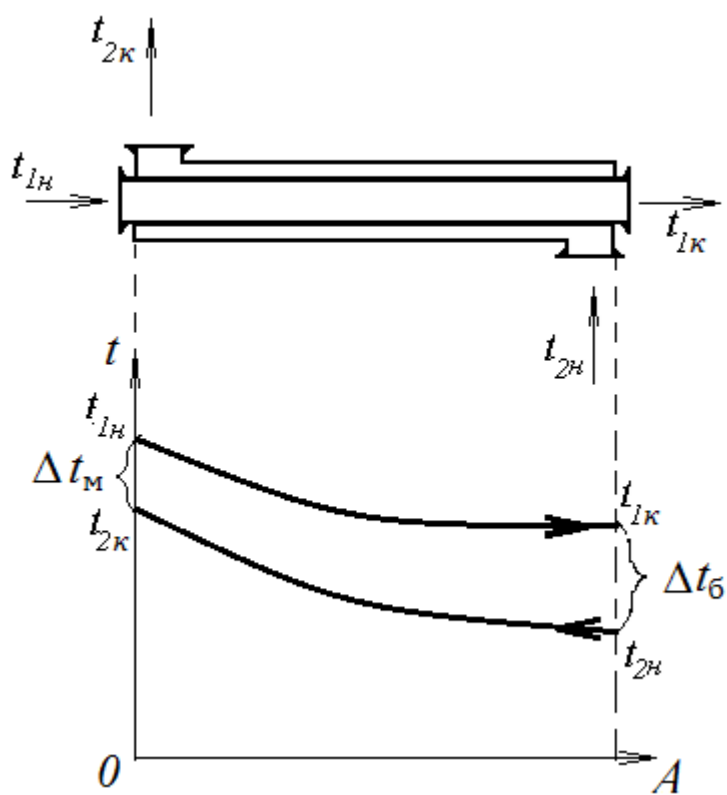


Рис. 6.3. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при противотоке

Для случаев прямотока и противотока (рисунки 6.2 и 6.3) Δt_{cp} берется как среднелогарифмическая величина

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (6.38)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ – разности температур теплоносителей (температурные напоры) в начале и конце поверхности теплообмена теплообменника, $^{\circ}\text{C}$.

Если $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} < 2$, то Δt_{cp} можно вычислить с достаточной точностью как среднеарифметическую величину

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \quad (6.39)$$

При перекрестном токе теплоносителей

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_{1.\text{н}} + t_{1.\text{к}}}{2} - \frac{t_{2.\text{н}} + t_{2.\text{к}}}{2} \quad (6.40)$$

При параллельно-смешанной схеме движения теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \Delta t_{\text{cp.прот.}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (6.41)$$

где $\Delta t_{\text{cp.прот.}}$ – средняя разность температур для противотока;

$\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на смешанный ток, выбираемая в зависимости от параметров P и R (рис.6.4), равных:

$$P = \frac{t_{2.\text{к}} - t_{2.\text{н}}}{t_{1.\text{н}} - t_{2.\text{н}}} \quad (6.42)$$

$$R = \frac{t_{1.\text{н}} - t_{1.\text{к}}}{t_{2.\text{к}} - t_{2.\text{н}}} \quad (6.43)$$

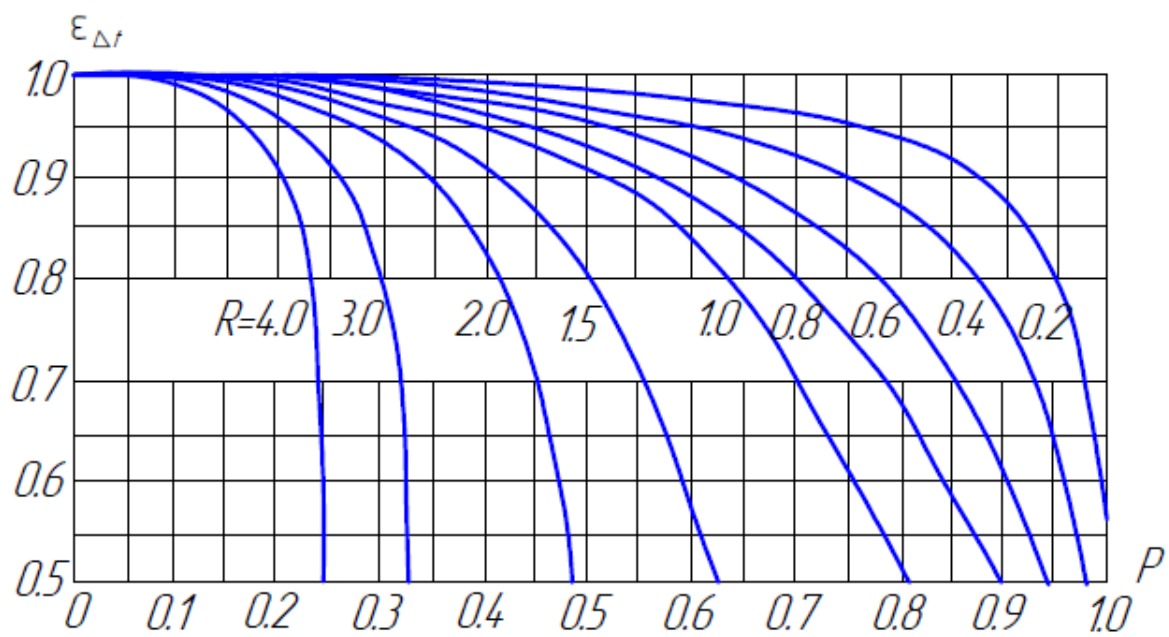


Рис. 6.4. Зависимости $\epsilon_{\Delta t}=f(P)_R$ при параллельно-смешанном токе теплоносителей

7. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

В соответствии с индивидуальным заданием студент должен решить шесть задач. Данные для решения задач выбираются студентом из таблиц по шифру. Каждую задачу следует решать сразу после изучения соответствующей темы или раздела курса, что способствует закреплению пройденного материала. Перед выполнением расчета следует ознакомиться с решением аналогичной задачи по учебной литературе.

При выполнении задания необходимо соблюдать следующие требования:

- а) выписать условие задачи и исходные данные;
- б) решение задач сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором должно быть указано, какая величина определяется и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу и откуда они берутся (из условия задачи, из справочника или были определены ранее и т. д.);
- в) вычисления давать в развернутом виде, при использовании компьютерной техники рекомендуется записать алгоритм и программу, использованную для расчетов;
- г) проставлять размерности всех заданных и расчетных величин в международной системе СИ;
- д) графический материал следует выполнять четко и в масштабе;
- е) после решения каждой задачи должен быть проведен краткий анализ полученных результатов и сделаны соответствующие выводы.

Студенту рекомендуется научиться путем сопоставления оценивать достоверность полученных численных данных. В конце работы необходимо дать перечень использованной литературы, указать дату окончания выполнения задания и расписаться.

Контрольные работы, выполненные не по своему индивидуальному заданию, к рассмотрению не принимаются.

8. ЗАДАЧИ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Задача № 1

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Для теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с изохорно-изобарным подводом теплоты определить параметры состояния P , v , T характерных точек цикла, полезную работу и термический КПД по заданным значениям начального давления p_1 и температуры t_1 степени сжатия ε , степени повышения давления k и степени предварительного расширения ρ . Рабочим телом считать воздух, полагая теплоемкость его постоянной. Изобразить цикл ДВС в $p-v$ и $T-s$ диаграммах. Сравнить термический КПД цикла с термическим КПД цикла Карно, проведенного в том же интервале температур t_1-t_4 . Данные для решения задачи выбрать из таблицы 8.1.

Таблица 8.1

Последняя цифра шифра	p_1 , кПа	t_1 , °C	Предпоследняя цифра шифра	ε	k	ρ
0	95	40	0	16	1,5	1,5
1	98	30	1	13	1,6	1,4
2	96	25	2	14	1,5	1,4
3	97	27	3	15	1,7	1,3
4	98	17	4	16	1,4	1,6
5	100	25	5	17	1,5	1,6
6	96	30	6	18	1,6	1,3
7	97	40	7	19	1,7	1,2
8	98	27	8	16	1,5	1,4
9	96	17	9	18	1,6	1,3

Ответить на вопросы:

1. Дайте определение массовой, объемной теплоемкости.
2. Чему равен термический КПД прямого обратимого цикла Карно?
3. Что такое степень сжатия, степень повышения давления, показатель

адиабаты и степень предварительного расширения?

4. Как влияют параметры цикла (ε , k , ρ) на термический КПД?
5. Как осуществляется впрыск топлива в современных дизелях?

Задача № 2

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» (профиль Технические системы в агробизнесе) и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Расход газа в поршневом одноступенчатом компрессоре составляет V_1 при давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре t_1 . При сжатии температура газа повышается на 200°C . Сжатие происходит по политропе с показателем n . Определить конечное давление, работу сжатия и работу привода компрессора, количество отведенной теплоты, а также теоретическую мощность привода компрессора. Исходные данные, необходимые для решения задачи, выбрать из таблицы 8.2.

Указание. При расчете принять $k = c_p/c_v = \text{const}$.

Таблица 8.2

Последняя цифра шифра	V_1 , $\text{м}^3/\text{мин}$	t_1 , $^\circ\text{C}$	Предпоследняя цифра шифра	Газ	n
0	20	0	0	Воздух	1,35
1	25	7	1	He	1,45
2	30	10	2	O ₂	1,32
3	35	12	3	N ₂	1,33
4	40	15	4	CO	1,35
5	45	17	5	N ₂	1,34
6	50	20	6	O ₂	1,29
7	55	22	7	He	1,50
8	60	25	8	CO ₂	1,28
9	65	30	9	Воздух	1,32

Ответить на вопросы:

1. Как влияет показатель политропы на конечное давление при выбранном давлении p_1 и фиксированных t_1 и t_2 (ответ иллюстрируйте в Ts -диаграмме)?
2. Что такое «мертвое пространство» и как оно влияет на работу компрессора?
3. Что такое «относительный объем мертвого пространства» компрессора?
4. Когда применяется многоступенчатое сжатие? В чем его достоинства?
5. Изобразите в p,v - и T,s - координатах работу многоступенчатого компрессора.

Задача № 3

Выполняется студентами, обучающимися по направлению «Агроинженерия» (профиль Электрооборудование и электротехнологии).

Показать сравнительным расчетом целесообразность применения пара высоких начальных параметров и низкого конечного давления на примере паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, определив располагаемое теплопадение, термический КПД цикла и удельный расход пара для двух различных значений начальных и конечных параметров пара. Указать конечное значение степени сухости x_2 (при давлении p_2). Изобразить схему простейшей паросиловой установки и дать краткое описание ее работы. Данные для решения задачи выбрать из таблицы 8.3.

Указание. Задачу надо решать с помощью hs -диаграммы.

Ответить на вопросы:

1. Изобразите цикл Ренкина на перегретом паре. Как можно повысить его термический КПД? (ответ иллюстрируйте в h,s -диаграмме)
2. Какие существуют пути повышения экономичности цикла (помимо изменения начальных и конечных параметров пара)?

Таблица 8.3

Последняя цифра шифра	Параметры пара I варианта			Предпоследняя цифра шифра	Параметры пара II варианта		
	P_1 , МПа	t , °C	P_2 , кПа		P_1 , МПа	t , °C	P_2 , кПа
0	1,5	250	80	0	8,0	480	3
1	2,0	300	70	1	9,0	480	4
2	2,5	325	90	2	10,0	500	4
3	2,0	350	100	3	11,0	520	4
4	2,5	375	110	4	12,0	530	5
5	3,0	350	90	5	12,0	540	3
6	3,5	370	80	6	13,0	550	4
7	3,0	400	70	7	14,0	560	4
8	4,0	425	90	8	14,0	580	5
9	4,5	400	100	9	15,0	600	5

Задача №4

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

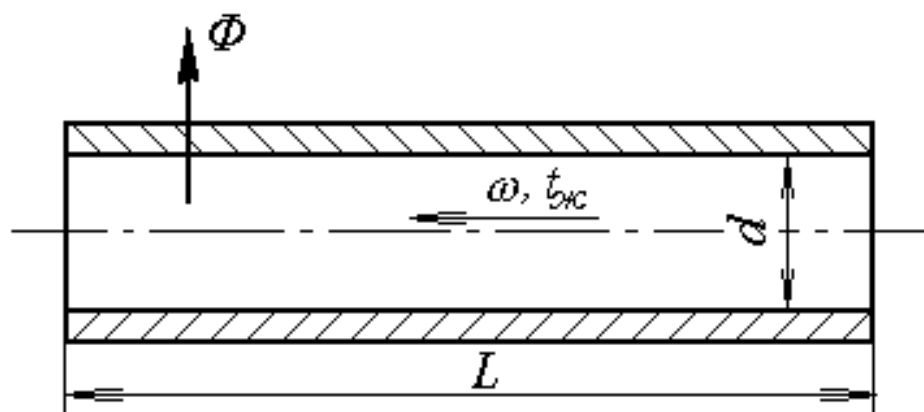


Рис. 8.1. Схема теплообмена к задаче 3.

По трубе внутренним диаметром d , мм и длиной L , м протекает вода со скоростью ω , м/с (рис. 8.1). Средняя температура воды – t , °C, а внутренней стенки трубы – t_c , °C. Определите коэффициент теплоотда-

чи от воды к стенке трубы и передаваемый тепловой поток. Исходные данные приведены в таблице 8.4.

Таблица 8.4

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^\circ\text{C}$	70	80	75	85	95	90	100	105	110	115
$t_c, ^\circ\text{C}$	40	50	45	55	65	60	70	75	80	85
$\omega, \text{м/с}$	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8
Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d, \text{мм}$	30	35	40	45	55	50	60	65	70	80
$L, \text{м}$	3	5	6	7	8	2	9	10	11	12

Ответить на вопросы:

1. Дайте определение конвективному теплообмену, вынужденной конвекции.
2. Что изучает теория подобия, каково ее назначение?
3. Какие наблюдаются режимы течения жидкости (газа) в трубах? При каких условиях они возникают?

Задача № 5

Выполняется студентами, обучающимися по направлению «Агроинженерия» (профиль Электрооборудование и электротехнологии).

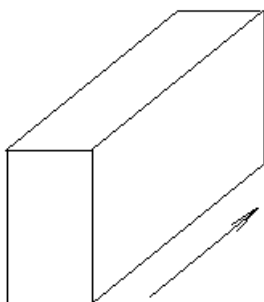


Рис. 8.2. Схема теплообмена к задаче 5.

Электрошина сечением $100 \times 10 \text{ мм}^2$ и удельным сопротивлением ρ , установленная на ребро, охлаждается свободным потоком воздуха, температура которого $t_{\text{ж}}$. При установившейся электрической нагрузке температура электрошины не должна превышать 70°C . Вычислить коэффициент теплоотдачи α , величину теплового потока, теряемого в окружающую среду, если длина электрошины l , и допустимую силу тока. Данные, необходимые для решения задачи выбрать из таблицы 8.5.

Таблица 8.5

Последняя цифра шифра	$t_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$\rho, (\text{ом} \cdot \text{мм}^2)/\text{м}$	Предпоследняя цифра шифра	$l, \text{м}$
0	10	0,0283	0	1
1	12	0,0270	1	2
2	16	0,0260	2	3
3	18	0,0250	3	4
4	20	0,0240	4	5
5	22	0,0290	5	6
6	24	0,0292	6	7
7	26	0,0300	7	8
8	28	0,0310	8	9
9	30	0,0320	9	10

Ответить на вопросы:

1. Дайте определение свободной конвекции.
2. Что такое определяющие и определяемые числа подобия, уравнение подобия?
3. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи, от чего он зависит?

Задача №6

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» (профиль Технические системы в агробизнесе) и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Горизонтальная труба длиной L , м и наружным диаметром d , м расположена в помещении, температура воздуха в котором t_b , °С. Средняя температура поверхности трубы t_c , °С. Определите величину коэффициента теплоотдачи от трубы к воздуху, а также тепловой поток, теряемый трубой. Исходные данные приведены в таблице 8.6.

Таблица 8.6

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_b , °С	20	10	30	60	40	70	50	100	80	90
t_c , °С	180	100	110	120	130	140	150	160	170	190
Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , м	0,057	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14
L , м	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Ответить на вопросы к задаче №5.

Задача №7

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Паропровод диаметром d_2/d_1 (рис. 8.3) покрыт слоем совелитовой изоляции толщиной δ_2 , мм. Коэффициенты теплопроводности материала трубы λ_1 , изоляции $\lambda_2 = 0,1$ Вт/(м·К). Температуры пара $t_{жcl}$ и окружаю-

щего воздуха $t_{ж2}$, °С. Требуется определить линейный коэффициент теплопередачи k_l , Вт/(м²·К), линейную плотность теплового потока q_l , Вт/м и температуру наружной поверхности паропровода t_3 , °С. Исходные данные приведены в таблице 8.7.

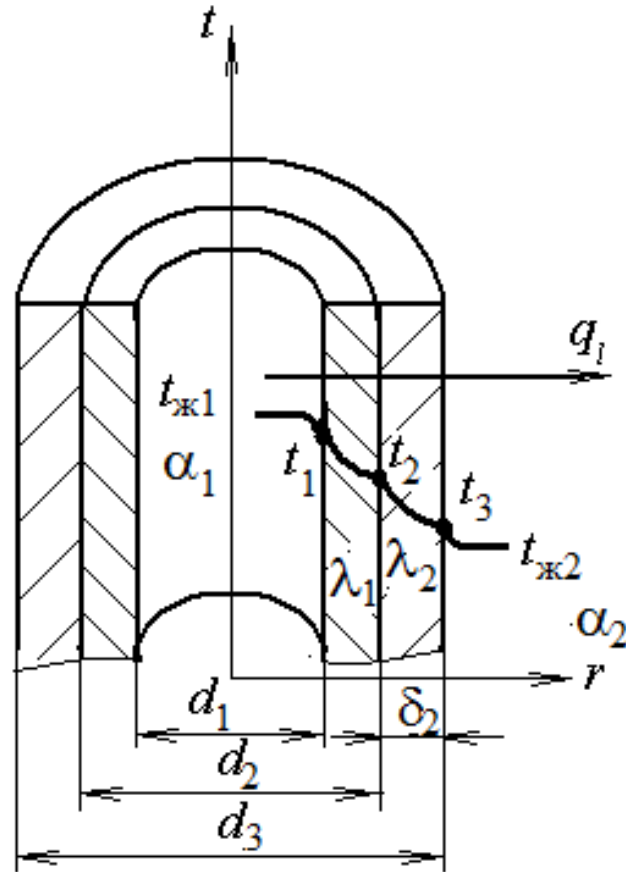


Рис. 8.3. Расчетная схема паропровода

Таблица 8.7

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_1 , мм	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110
d_2 , мм	216	206	200	180	170	160	150	140	130	120
δ_2 , мм	120	100	110	150	140	130	120	90	80	70
λ_1 , Вт/(м·К)	30	35	50	40	50	45	40	45	35	30
$t_{ж1}$, °С	300	200	150	160	170	180	220	240	260	280

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α_1 , Вт/(м ² ·К)	100	80	120	140	160	180	200	220	240	260
α_2 , Вт/(м ² ·К)	8,5	10	12	15	20	25	30	35	40	45
$t_{ж2}$, °С	25	20	15	30	40	35	25	20	15	10

Ответить на вопросы:

1. Сформулируйте закон теплопроводности Фурье и дайте его математическое выражение.
2. Какой физический смысл коэффициента теплопроводности λ ?
3. От чего зависит коэффициент теплопроводности газов? Каков порядок его величины?
4. Для каких материалов коэффициент теплопроводности λ больше и почему: а) для изоляционных материалов, б) для металлов.

Задача №8

Выполняется студентами, обучающимися по направлениям «Агроинженерия» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Определите поверхность нагрева стального рекуперативного газовоздушного теплообменника (толщина стенок $\delta_c = 3$ мм) при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей (рис. 6.2 и 6.3), если объемный расход воздуха при нормальных условиях V_n , средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности нагрева α_1 , от поверхности нагрева к воде $\alpha_2 = 500$ Вт/(м² К), коэффициент теплопроводности материала

стенки трубы (стали) $\lambda = 50 \text{ Вт/(м·К)}$, теплоемкость топочных газов $c_{\text{г}} = 1,15 \text{ кДж/(кг·К)}$, плотность $\rho_{\text{г}} = 1,23 \text{ кг/м}^3$. начальные и конечные температуры газа и воды равны соответственно $t_{1,\text{н}}$, $t_{1,\text{к}}$, $t_{2,\text{н}}$ и $t_{2,\text{к}}$, °С. Определить также расход воды G через теплообменник. Изобразить график изменения температур теплоносителей для обеих схем при различных соотношениях их условных эквивалентов. Исходные данные для расчета приведены в таблице 8.8.

Указание: При решении задачи можно условно считать стенку плоской.

Таблица 8.8

Последняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_{\text{н}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{ч}$	15	20	25	50	45	40	35	30	55	10
$\alpha_1, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	70	60	75	45	65	55	50	40	35	30
Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{1,\text{н}}, ^\circ\text{С}$	500	480	460	440	420	400	380	360	340	320
$t_{1,\text{к}}, ^\circ\text{С}$	250	240	230	210	200	180	160	130	140	120
$t_{2,\text{н}}, ^\circ\text{С}$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	15
$t_{2,\text{к}}, ^\circ\text{С}$	90	95	100	105	110	115	120	120	130	100

Ответить на вопросы:

1. Какая схема движения теплоносителя выгоднее?
2. Покажите (из рассмотрения формулы), какими способами можно увеличить коэффициент теплопередачи.
3. При каких значениях d_2/d_1 (близких к единице или гораздо больших единицы) цилиндрическую стенку можно в расчетах заменить без больших погрешностей плоской стенкой?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.Ф. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 224 с.
2. Артамонова Л.П. Теоретические основы теплотехники. Часть 1. Техническая термодинамика. Ижевск: ФГОУ ВПО Ижевская ГСХА, 2010. - 46 с.
3. Дыскин Л.М., Пузиков Н.Т. Расчет термодинамических циклов. Учебное пособие. Н.Новгород: ННГАСУ, 2010 - 87 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Учебное пособие для вузов 3-е изд., репринтное. М.: ООО "ИД "БАСТЕТ", 2010. 344 с.
5. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. Учебник. М.: «Книга по Требованию». 2013. 496 с.
6. Рудобашта С.П. Теплотехника. М.: Издательство «Перо», 2015. 665 с.
7. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, ООО «Книга по Требованию», 2012. 460 с.

Физические свойства сухого воздуха

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$	Теплопроводность $\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$	Температуропроводность $\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Число Прандтля Pr
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
10	1.247	1.005	2.51	20.0	17.6	14.16	0.705
20	1.205	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
30	1.165	1.005	2.67	22.9	18.6	16.00	0.701
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
50	1.093	1.005	2.83	25.7	19.6	17.95	0.698
60	1.060	1.005	2.90	27.2	20.1	18.97	0.696
70	1.029	1.009	2.96	28.6	20.6	20.02	0.694
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
90	0.972	1.009	3.13	31.9	21.5	22.10	0.690
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680
250	0.674	1.038	4.27	61.0	27.4	40.61	0.677

Источник. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник.

Таблица 2

Физические свойства воды на линии насыщения

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $p, \text{бар}$	Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	Теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Число Прандтля Pr
1	2	3	5	6	7	8	9
0	1,013	999,9	4,212	0,551	1788	1,789	13,67
10	1,013	999,7	4,191	0,574	1306	1,306	9,52
20	1,013	998,2	4,183	0,599	1004	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	0,618	801,5	0,805	5,42
40	1,013	992,2	4,174	0,635	653,3	0,659	4,31
50	1,013	988,1	4,174	0,648	549,4	0,556	3,54
60	1,013	983,2	4,179	0,659	469,4	0,478	2,98
70	1,013	977,8	4,187	0,668	406,1	0,415	2,55
80	1,013	971,8	4,195	0,674	355,1	0,365	2,21
90	1,013	965,3	4,208	0,680	314,9	0,326	1,95
100	1,013	958,4	4,220	0,683	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	0,685	259,0	0,272	1,6
120	1,98	943,1	4,250	0,686	237,4	0,252	1,47
130	2,70	934,8	4,266	0,686	217,8	0,233	1,36
140	3,61	926,1	4,287	0,685	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	0,684	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	0,683	173,6	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	0,679	162,8	0,181	1,05
180	10,03	886,9	4,417	0,674	153,0	0,173	1,00
190	12,55	876,0	4,459	0,670	144,2	0,165	0,96

Физические свойства воды на линии насыщения

1	2	3	5	6	7	8	9
200	15,55	863,0	4,505	0,663	136,4	0,158	0,93
210	19,08	852,8	4,555	0,655	130,5	0,153	0,91
220	23,20	840,3	4,614	0,645	124,6	0,149	0,89
230	27,98	827,3	4,681	0,637	119,7	0,145	0,88
240	33,48	813,6	4,756	0,628	114,8	0,141	0,87
250	39,78	799,0	4,844	0,618	109,9	0,137	0,86
260	46,94	784,0	4,949	0,605	105,9	0,135	0,87
270	55,05	767,9	5,070	0,590	102,0	0,133	0,88
280	64,19	750,7	5,230	0,574	98,1	0,131	0,90
290	74,45	732,3	5,485	0,558	94,2	0,129	0,93
300	85,92	712,5	5,736	0,540	91,2	0,128	0,97

Источник. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник.

Примерное оформление титульного листа контрольной работы



МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»
(ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева)
Института механики и энергетики имени В.П. Горячкина

Факультет заочного образования (отделение механики и энергетики)

Кафедра Теплотехника, гидравлика и энергообеспечение предприятий

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА ПО ТЕПЛОТЕХНИКЕ

Направление подготовки:

Профиль подготовки:

Выполнил (бакалавр) _____
номер группы

_____ _____
подпись ФИО

Шифр: _____ Вариант: ____
номер зачетки

дата выполнения задания
Дата регистрации контрольной работы

на кафедре ТГ и ЭОП

Проверил:

_____ _____
ученая степень, ученое звание, ФИО подпись

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

ОФОРМЛЕНИЕ ТЕКСТОВОГО МАТЕРИАЛА (ГОСТ 7.0.11 – 2011)

1. Расчетно-графическая работа должна быть выполнена печатным способом с использованием компьютера и принтера на одной стороне белой бумаги формата А 4 (210x297 мм).

2. Поля: с левой стороны – 25 мм; с правой – 10 мм; в верхней части – 20 мм; в нижней – 20 мм.

3. Тип шрифта: *Times New Roman Cyr*. Шрифт основного текста: обычный, размер 14 пт. Шрифт заголовков разделов (глав): полужирный, размер 16 пт. Шрифт заголовков подразделов: полужирный, размер 14 пт. Цвет шрифта должен быть черным. Межсимвольный интервал – обычный. Межстрочный интервал – полуторный. Абзацный отступ – 1,25 см.

4. Страницы должны быть пронумерованы. Порядковый номер ставится в **середине верхнего поля**. Первой страницей считается титульный лист, но номер страницы на нем не проставляется. Рецензия - страница 2, затем 3 и т.д.

5. Главы имеют **сквозную нумерацию** в пределах работы и обозначаются арабскими цифрами. **В конце заголовка точка не ставится**. Если заголовки состоят из двух предложений, их разделяют точкой. **Переносы слов в заголовках не допускаются**.

6. Номер подраздела (параграфа) включает номер раздела (главы) и порядковый номер подраздела (параграфа), разделенные точкой. Пример – 1.1, 1.2 и т.д.

7. Главы работы по объему должны быть пропорциональными. Каждая глава начинается с новой страницы.

8. В работе необходимо чётко и логично излагать свои мысли, следует избегать повторений и отступлений от основной темы. Не следует загромождать текст длинными описательными материалами.

9. На последней странице расчетно-графической работы ставятся дата окончания работы и подпись автора.

10. Законченную работу следует переплести в папку.

ОФОРМЛЕНИЕ ССЫЛОК (ГОСТР 7.0.5)

При написании расчетно-графической работы необходимо давать краткие внутри текстовые библиографические ссылки. Если делается ссылка на источник в целом, то необходимо после упоминания автора или авторского коллектива, а также после приведенной цитаты работы, указать в квадратных скобках номер этого источника в библиографическом списке. Например: По мнению Ван Штраалена, существуют по крайней мере три случая, когда биоиндикация становится незаменимой [7].

Допускается внутритекстовую библиографическую ссылку заключать в круглые скобки, с указанием авторов и года издания объекта ссылки. Например, (Чекерес, Черников, 2000).

Если ссылку приводят на конкретный фрагмент текста документа, в ней указывают порядковый номер и страницы, на которых помещен объект ссылки. Сведения разделяют запятой, заключая в квадратные скобки. Например, [10, с. 81]. Допускается оправданное сокращение цитаты. В данном случае пропущенные слова заменяются многоточием.

ОФОРМЛЕНИЕ ИЛЛЮСТРАЦИЙ (ГОСТ 2.105-95)

На все рисунки в тексте должны быть даны ссылки. Рисунки должны располагаться непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. Рисунки нумеруются арабскими цифрами, при этом нумерация сквозная, но допускается нумеровать и в пределах раздела (главы). В последнем случае, номер рисунка состоит из номера раз-

дела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой (*например*: Рисунок 1.1).

Подпись к рисунку располагается под ним посередине строки. Слово «Рисунок» пишется полностью. В этом случае подпись должна выглядеть так: Рисунок 2 - Жизненные формы растений. Точка в конце названия не ставится.

При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рис. 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рис. 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Независимо от того, какая представлена иллюстрация – в виде схемы, графика, диаграммы - подпись всегда должна быть «Рисунок». Подписи типа «Схема 1.2», «Диагр. 1.5» не допускаются.

Схемы, графики, диаграммы (если они не внесены в приложения) должны размещаться сразу после ссылки на них в тексте расчетно-графической работы. Допускается размещение иллюстраций через определенный промежуток текста в том случае, если размещение иллюстрации непосредственно после ссылки на нее приведет к разрыву и переносу ее на следующую страницу.

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые располагают в возрастающем порядке, за исключением повторяющихся позиций, а для электро- и радиоэлементов – позиционные обозначения, установленные в схемах данного изделия.

Исключение составляют электро- и радиоэлементы, являющиеся органами регулировки или настройки, для которых (кроме номера позиции) дополнительно указывают в подрисуночном тексте назначение каждой регулировки и настройки, позиционное обозначение и надписи на соответствующей планке или панели.

Допускается, при необходимости, номер, присвоенный составной части изделия на иллюстрации, сохранять в пределах документа.

Для схем расположения элементов конструкций и архитектурно-строительных чертежей зданий (сооружений) указывают марки элементов. При ссылке в тексте на отдельные элементы деталей (отверстия, пазы, канавки, буртики и др.) их обозначают прописными буквами русского алфавита.

ОБЩИЕ ПРАВИЛА ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ФОРМУЛ (ГОСТ 2.105-95)

Формулы должны быть оформлены в редакторе формул *Equation Editor* и вставлены в документ как объект.

Большие, длинные и громоздкие формулы, которые имеют в составе знаки суммы, произведения, дифференцирования, интегрирования, размещают на отдельных строках. Это касается также и всех нумеруемых формул. Для экономии места несколько коротких однотипных формул, отделенных от текста, можно подать в одной строке, а не одну под одною. Небольшие и несложные формулы, которые не имеют самостоятельного значения, вписывают внутри строк текста.

Объяснение значений символов и числовых коэффициентов нужно подавать непосредственно под формулой в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Значение каждого символа и числового коэффициента нужно подавать с новой строки. Первую строку объяснения начинают со слова «где» без двоеточия.

Уравнения и формулы нужно выделять из текста свободными строками. Выше и ниже каждой формулы нужно оставить не меньше одной свободной строки. Если уравнение не вмещается в одну строку, его следует перенести после знака равенства (=), или после знаков плюс (+), минус (-), умножения. Нумеровать следует лишь те формулы, на которые есть ссылка в следующем тексте.

Порядковые номера помечают арабскими цифрами в круглых скобках около правого поля страницы без точек от формулы к ее номеру. Формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые

записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой (Например, 4.2). Номер, который не вмещается в строке с формулой, переносят ниже формулы. Номер формулы при ее перенесении вмещают на уровне последней строки. Если формула взята в рамку, то номер такой формулы записывают снаружи рамки с правой стороны напротив основной строки формулы. Номер формулы-доби подают на уровне основной горизонтальной черточки формулы. Номер группы формул, размещенных на отдельных строках и объединенных фигурной скобкой, помещается справа от острия парантеза, которое находится в середине группы формул и направлено в сторону номера.

Общее правило пунктуации в тексте с формулами такое: формула входит в предложение как его равноправный элемент. Поэтому в конце формул и в тексте перед ними знаки препинания ставят в соответствии с правилами пунктуации.

Двоеточие перед формулой ставят лишь в случаях, предусмотренных правилами пунктуации: а) в тексте перед формулой обобщающее слово; б) этого требует построение текста, который предшествует формуле.

Знаками препинания между формулами, которые идут одна под одной и не отделены текстом, могут быть запятая или точка с запятой непосредственно за формулой к ее номеру.

Пример: Влажность почвы $W\%$ вычисляется по формуле:

$$W = \frac{(m_1 - m_0) \times 100}{(m_0 - m)}, \quad (4.2)$$

где m_1 — масса влажной почвы со стаканчиком, г;

m_0 — масса высушенной почвы со стаканчиком, г;

m — масса стаканчика, г.

При ссылке на формулу в тексте ее номер ставят в круглых скобках. *Например:* Из формулы (4.2) следует...

ОФОРМЛЕНИЕ ТАБЛИЦ (ГОСТ 2.105-95)

На все таблицы в тексте должны быть ссылки. Таблица должна располагаться непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице.

Все таблицы нумеруются (нумерация сквозная, либо в пределах раздела – в последнем случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера внутри раздела, разделенных точкой (*например*: Таблица 1.2). Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением обозначения приложения (*например*: Приложение 2, табл. 2).

Название таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа в одну строку с ее номером через тире (*например*: Таблица 3 – Аккумуляция углерода в продукции агроценозов за 1981-2015 гг.).

При переносе таблицы на следующую страницу название помещают только над первой частью. Над другими частями также слева пишут слово «Продолжение» или «Окончание» и указывают номер таблицы (*например*: Продолжение таблицы 3).

Таблицы, занимающие страницу и более, обычно помещают в приложение. Таблицу с большим количеством столбцов допускается размещать в альбомной ориентации. В таблице допускается применять размер шрифта 12, интервал 1,0.

Заголовки столбцов и строк таблицы следует писать с прописной буквы в единственном числе, а подзаголовки столбцов – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков столбцов и строк точки не ставят.

Разделять заголовки и подзаголовки боковых столбцов диагональными линиями не допускается. Заголовки столбцов, как правило, записывают параллельно строкам таблицы, но при необходимости допускается их перпендикулярное расположение.

Горизонтальные и вертикальные линии, разграничивающие строки таблицы, допускается не проводить, если их отсутствие не затрудняет пользование таблицей. Но заголовок столбцов и строк таблицы должны быть отделены линией от остальной части таблицы.

При заимствовании таблиц из какого-либо источника, после нее оформляется сноска на источник в соответствии с требованиями к оформлению сносок.

Пример:

Таблица 3 – Аккумуляция углерода в продукции агроценозов
за 1981-2015 гг., тыс. т С·год⁻¹

Ландшафтно-климатическая зона	га	ANP	BNP	NPP
1	2	3	4	5
Лесостепь	42054	84,52	61,85	146,37
Степь	150201	221,70	246,72	468,42

-----разрыв страницы-----

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5
Сухостепь	52524	79,05	71,14	150,19
Итого	244779	385,27	379,71	764,98

ОФОРМЛЕНИЕ БИБЛИОГРАФИЧЕСКОГО СПИСКА (ГОСТ 7.1)

Оформление книг

с 1 автором

1. Орлов, Д.С. Химия почв / Д.С. Орлов. – М.: Изд-во МГУ, 1985. – 376 с.

с 2-3 авторами

1. Жуланова, В.Н. Агропочвы Тувы: свойства и особенности функционирования / В.Н. Жуланова, В.В. Чупрова. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2010. – 155 с.

с 4 и более авторами

1. Коробкин, М.В. Современная экономика/ М.В. Коробкин [и др.] - СПб.: Питер, 2014.- 325 с.

Оформление учебников и учебных пособий

1. Наумов, В.Д. География почв. Почвы тропиков и субтропиков: учебник / В.Д. Наумов - М.: «ИНФРА-М», 2014. - 282 с.

Оформление учебников и учебных пособий под редакцией

1. Использование дистанционных методов исследования при проектировании адаптивно-ландшафтных систем земледелия: уч. пособие /И.Ю. Савин, В.И.Савич, Е.Ю. Прудникова, А.А. Устюжанин; под ред. В.И. Кирюшина. - М.: Изд-во РГАУ-МСХА, 2014. - 180 с.

Для многотомных книг

1. Боков, А.Н. Экономика Т.2. Микроэкономика / А.Н. Боков. - М.: Норма, 2014. - 532 с.

Методическое издание

**Рудобашта Станислав Павлович
Бабичева Елена Леонидовна**

ТЕПЛОТЕХНИКА. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Методические указания

Издается в авторской редакции

Корректурa автора

Отпечатано с оригинала,
предоставленного автором