

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ**  
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Специальность 13.02.02  
Теплоснабжение и теплотехническое оборудование

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
для выполнения практических работ  
*по дисциплине*  
*«Теоретические основы теплотехники и гидравлики»*

Братск 2020

## Введение

Дисциплина «Теоретические основы теплотехники и гидравлики» является наукой, которая изучает способы получения, преобразования и использования тепловой энергии, а также с основными законами гидравлики.

Законы теплотехники и гидравлики широко используют во всех отраслях производства и различных технологических процессах, и их изучение необходимо для подготовки техников – теплотехников по специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование».

**Гидравлика** – наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и способы применения этих законов к решению конкретных технических задач.

**Теплотехника** – отрасль техники, занимающаяся вопросами получения и использования теплоты.

Различают два вида использования теплоты – энергетический и технологический.

**Энергетическое использование** теплоты основано на процессах преобразования теплоты в механическую работу. Эти процессы изучают в технической термодинамике.

Теплотехнические устройства, в которых осуществляется преобразование теплоты в работу, называют *тепловыми двигателями*. К ним относятся двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины.

**Технологическое использование** теплоты основано на его применении непосредственно для процессов нагревания (или охлаждения) при осуществлении различных технологических процессов.

К устройствам, в которых непосредственно подвод или отвод теплоты используется для технологических целей, относятся различные металлургические печи, нагревательные печи, печи для термической обработки, для сушки и обжига, печи, обеспечивающие заданный тепловой режим в химическом и нефтеперегонном производстве, теплообменные аппараты, котельные агрегаты и т.п.

**Энергетикой** называют отрасль, которая занимается производством, преобразованием, передачей, распределением и потреблением энергии в различных ее формах.

Область профессиональной деятельности выпускников специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование»: техническое обслуживание и эксплуатация теплотехнического оборудования систем тепловодогазоснабжения и средств учета и контроля тепловой энергии.

Объектами профессиональной деятельности выпускников специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование» являются:  
теплотехническое оборудование;

системы тепло- и топливоснабжения;

средства автоматизации теплотехнического оборудования, процессов производства, передачи и распределения тепловой энергии;

оборудование, устройства, приборы и приспособления для выполнения ремонтных и наладочных работ;

нормативная и техническая документация;

первичные трудовые коллективы.

Техник-теплотехник готовится к следующим видам деятельности:

**1.** Эксплуатация теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

**2.** Ремонт теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

**3.** Наладка и испытания теплотехнического оборудования и систем тепло- и топливоснабжения.

**4.** Организация и управление работой трудового коллектива.

**5.** Выполнение работ по одной или нескольким профессиям рабочих, должностям служащих (приложение к ФГОС).

Область профессиональной деятельности выпускников специальности 13.02.02 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование»: техническое обслуживание и эксплуатация теплотехнического оборудования систем тепловодогазоснабжения и средств учета и контроля тепловой энергии.

Объектами профессиональной деятельности выпускников являются:

теплотехническое оборудование;

системы тепло- и топливоснабжения;

средства автоматизации теплотехнического оборудования, процессов производства, передачи и распределения тепловой энергии;

оборудование, устройства, приборы и приспособления для выполнения ремонтных и наладочных работ;

нормативная и техническая документация;

первичные трудовые коллективы.

После изучения данной дисциплины обучающийся должен:

**уметь:**

выполнять теплотехнические расчёты: термодинамических циклов тепловых двигателей и теплосиловых установок; расходов топлива, теплоты и пара на выработку энергии; коэффициентов полезного действия термодинамических циклов тепловых двигателей и теплосиловых установок; потерь теплоты через ограждающие конструкции зданий, изоляцию трубопроводов и теплотехнического оборудования; тепловых и материальных балансов, площади поверхности нагрева теплообменных аппаратов;

определять параметры при гидравлическом расчете трубопроводов, воздухопроводов;

строить характеристики насосов и вентиляторов;

**знать:**

параметры состояния термодинамической системы, единицы измерения и соотношения между ними;

основные законы термодинамики, процессы изменения состояния идеальных газов, водяного пара и воды;

циклы тепловых двигателей и теплосиловых установок;

основные законы теплопередачи;  
физические свойства жидкостей и газов;  
законы гидростатики и гидродинамики;  
основные задачи и порядок гидравлического расчёта трубопроводов;  
виды, устройство и характеристики насосов и вентиляторов.

Для реализации программы по данной дисциплине предусмотрены практические работы:

1. Решение задач по применению законов идеального газа
  2. Решение задач по расчету смесей идеального газа
  3. Решение задач по теме «Теплоемкость»
  4. Решение задач по первому закону термодинамики
  5. Решение задач по термодинамическим процессам газа
  6. Решение задач по круговым термодинамическим процессам
  7. Расчет процессов изменения состояния воды и водяного пара
  8. Расчет термодинамических циклов тепловых двигателей
  9. Расчет термодинамических циклов теплосиловых установок
  10. Определение коэффициента теплопроводности
  11. Решение задач по теме «Теплоотдача»
  12. Решение задач по теме «Теплопередача»
  13. Определение физических свойств жидкостей
  14. Расчет сил давления на стенки сосудов
  15. Расчет труб на прочность
  16. Расчет гидравлических сопротивлений
  17. Порядок гидравлического расчета водопроводов
  18. Определение параметров центробежных насосов.
- Определение рабочей точки насоса и трубопровода
19. Знакомство с насосами и вентиляторами ТЭС

## Практическое занятие №1

**Тема:** Решение задач по применению законов идеального газа

**Цель занятия:** уметь применять законы идеального газа.

### I. Тренировочные упражнения:

#### 1. Закон Бойля-Мариотта

$$P\nu = \text{const} \quad \text{при } T = \text{const} \quad (1.1)$$

где  $P$  – давление, Па;

$\nu$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;

$T$  – абсолютная температура, °К.

Задача 1 . В цилиндре с подвижным поршнем находится  $V$  м<sup>3</sup> воздуха при давлении  $P_1$ . Как должен измениться объем, чтобы при повышении давления до  $P_2$  температура воздуха не изменилась? Данные взять из таблицы 1.

Таблица 1- Задание к задаче 1

№ вар парам	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{ м}^3$	0,7	0,9	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,3	0,5	0,6
$P_1, \text{ МПа}$	0,5	0,6	0,8	1,1	1,4	1,3	1,7	2,1	0,7	0,9
$P_2, \text{ МПа}$	0,8	0,9	1,2	1,3	1,6	1,5	1,9	2,4	1,1	1,4

#### 2. Закон Гей-Люссака

$$\nu/T = \text{const} \quad \text{при } P = \text{const} \quad (1.2)$$

где  $\nu$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг

$T$  – абсолютная температура, К°;

$P$  – давление, Па.

Задача 2 . Дымовые газы, образовавшиеся в топке парового котла, охлаждаются от  $t_1$  до  $t_2$ . Во сколько раз уменьшится их объем, если давление газов в начале и в конце газопроводов одинаково? Данные взять из таблицы 2.

Таблица 2 – Задание к задаче 2

№ вар парам	1	2	3	4	5	6	7	8
$t_1, ^\circ\text{C}$	1200	1100	1000	900	800	700	600	500
$t_2, ^\circ\text{C}$	500	700	600	500	300	200	400	300
$P, \text{кг/м}^3$	0,24	0,257	0,275	0,301	0,33	0,363	0,405	0,617

### 3. Уравнение Менделеева –Клайперона

$$PV = MRT \text{ или } Pv = RT$$

где:  $M$  – масса газа, кг;

$R$  - газовая постоянная для 1 кг газа, Дж / (кг · К°);

$V$  – объем газа, м<sup>3</sup>;

$M$  – масса 1 кмольа газа, кг (численно равная молекулярной массе газа).

Задача 3. Какой объем занимает 1 кг заданного вещества при температуре  $t$  и давлении  $P$ ? Данные взять из таблицы 3.

Таблица 3- Задание к задаче 3

№ вар	1	2	3	4	5	6	7	8
В-во	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	He	Ar	H <sub>2</sub>	Co	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>
$t, ^\circ\text{C}$	70	80	90	75	85	95	65	60
$P, \text{МПа}$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,7	0,8	0,9

### 4. Вопросы для самопроверки:

1. Если силы притяжения между молекулами отсутствуют, это реальный или идеальный газ?
2. Какой зависимостью связаны между собой давление газа и удельный объем в изотермическом процессе?
3. Какому закону подчиняется соотношение между удельным объемом газа и его температурой при  $P = \text{const}$ ?
4. Какое уравнение связывает между собой основные параметры состояния идеального газа?

**Тема:** Решение задач по расчету смесей идеальных газов

**Цель занятия:** научиться переводить состав газовой смеси из массового в объемный и наоборот, определять основные параметры газовой смеси

### I. Тренировочные упражнения:

1. Массовый состав смеси следующий:

Таблица 1 – Задание к задаче № 1

№ вар	1	2	3	4	5	6	7	8
В-во								
O <sub>2</sub> , %	10	15	20	10	20	15	10	5
Воздух, %	60	50	55	65	70	75	80	85
N <sub>2</sub> , %	5	10	10	5	5	-	5	3
CO, %	-	20	-	10	-	5	-	1
CO <sub>2</sub> , %	20	-	10	10	-	-	5	-
H <sub>2</sub> , %	5	5	5	-	5	5	-	6

Определить газовую постоянную, плотность при нормальных условиях и объемный состав смеси.

2. В резервуаре емкостью  $V_m^3$  находится газ при давлении  $P=0,7$  МПа и температуре  $t_1$  °С. Объемный состав и данные для задачи принять из таблицы 2.

Таблица 2 – Задание к задаче № 2

№ вар	1	2	3	4	5	6	7	8
данные								
$V_1, M^3$	80	85	90	95	100	105	110	115
$t_1, ^\circ C$	15	16	17	18	19	20	21	22
$t_2, ^\circ C$	8	9	10	11	12	13	14	15
$z_{H_2}$	0,67	0,54	0,47	0,57	0,64	0,71	0,61	0,55
$z_{CH_4}$	0,13	0,16	0,23	0,23	0,06	0,09	0,19	0,24
$z_{CO_2}$	-	0,13	0,17	0,1	0,15	-	0,13	0,01
$z_{CO}$	0,1	-	-	0,1	0,15	0,03	-	-
$z_{N_2}$	0,1	0,17	0,13	-	-	0,17	0,07	0,2

После израсходования некоторого количества газа давление его понизилось до 0,4 МПа, а температура – до  $t_1$ , °С. Определить массу израсходованного газа.

3. Вопросы для самопроверки:

1). Какими способами можно задать газовую смесь?

- 2). Чем отличается способ задания абсолютный от относительного?
- 3). Существует ли связь между объемными и массовыми долями? Если да, то какая?
- 4) Какие объемы считаются парциальными?
- 5). О чем говорит закон Дальтона?

### Практическое занятие № 3

**Тема:** Решение задач по теме “Теплоемкость”

**Цель занятия:** научиться переводить теплоемкость из одного вида в другой, работать с таблицами теплоемкостей, определять теплоемкость газовой смеси, количество тепла.

#### I. Тренировочные упражнения

1. Вычислить среднюю массовую и среднюю объемную теплоемкость при заданном процессе для интервала температур от  $t_1$ , до  $t_2$ , если зависимость  $c = f(t)$  нелинейная. Данные взять из таблицы 1.

Таблица 1 – Задание к задаче № 1

Вариант	1	2	3	4	5	6
$t_1, ^\circ\text{C}$	35	55	65	85	25	15
$t_2, ^\circ\text{C}$	343	353	368	375	385	415
вещество	воздух	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>
процесс	P=const	V=const	P=const	V=const	P=const	V=const

Определить также количество теплоты, если масса вещества составляет 5 кг.

2. Газовая смесь имеет состав по объему. Определить среднюю массовую теплоемкость, если смесь нагревается от  $t_1=150\text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_2=400\text{ }^\circ\text{C}$ . Данные взять из таблицы 2.  $P = \text{const}$ . Определить также удельное количество тепла.

Таблица 2 – Задание к задаче № 2

Вариант	1	2	3	4	5	6
CO	0,1	0,15	0,12	0,13	0,14	0,11
CO	0,09	0,1	0,07	0,05	0,04	0,05
O <sub>2</sub>	0,09	0,1	0,07	0,05	0,05	0,07
N <sub>2</sub>	0,65	0,6	0,7	0,75	0,68	0,65
H <sub>2</sub> O	0,07	0,05	0,04	0,02	0,09	0,12

3. Газ в количестве  $5\text{ м}^3$  при давлении  $P_1$  и температуре  $t_1$  нагревается при  $P=\text{const}$  до  $t_2$ . Определить количество подведенной к воздуху теплоты, считая  $c=\text{const}$ . Данные взять в таблице 3.

Таблица 3 – Задание к задаче № 3

Вариант	1	2	3	4	5	6
$P_1$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
$T_1, ^\circ\text{C}$	18	20	22	24	26	28
$T_2, ^\circ\text{C}$	110	120	130	140	150	160
газ	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	воздух	CO <sub>2</sub>	CO	O <sub>2</sub>

## II. Вопросы для самопроверки

1. Какую вы знаете теплоемкость в зависимости от количественной единицы вещества?
2. Какие существуют зависимости между теплоемкостями?
3. Чем друг от друга отличаются средняя и истинная теплоемкости?
4. Зачеркните ненужный знак  $c_p < > c_v$ , объясните - почему?

## Практическое занятие № 4

**Тема:** Решение задач по первому закону термодинамики.

**Цель работы:** Научиться определять работу изменения объема и давления графическим путем и по формулам, вычислять изменения внутренней энергии и количество тепла.

## I. Тренировочные упражнения

1. Работа изменения объема - это работа расширения и сжатия.

$$L = P_m(V_2 - V_1),$$

где  $L$  – работа изменения объема, Дж;

$P_m$  - среднее давление, Па;

$V_1$  и  $V_2$  - начальный и конечный объем.

Задача 1.

Определить работу изменения  $V$  в процессе 1-2, если начальные параметры  $P_1$  и  $V_1$  конечные  $P_2$  и  $V_2$ . Задачу решить с помощью основной формулы и графическим способом. Данные принять из таблицы 1.

Таблица 1- Задание к задаче 1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_1$ мПа	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,11	0,13
$P_2$ , мПа	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,22	0,32
$V_1$ , м <sup>3</sup>	1	15	10	3	7	12	2	4
$V_2$ , м <sup>3</sup>	5	10	4	9	2	5	7	8

2. Работа изменения давления - это работа перемещения жидкостей, газов и паров из области одного давления в область другого давления под действием разностей этих давлений

$$W_{1-2} = V_m(p_1 - p_2),$$

где  $W_{1-2}$  – работа изменения давления, Дж;

$V_m$  – средний объем, м<sup>3</sup>;

$P_1$  и  $P_2$  – начальное и конечное давление, Па.

Задача 2.

Определить по формулам и графически работу изменения давления в процессах 1 - 2, 2 - 3. Данные принять из таблицы 2.

Таблица 2 - Задание к задаче 2

Вар.	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_1, \text{кПа}$	100	800	500	200	400	900	300	600
$P_2, \text{кПа}$	500	100	300	600	750	300	800	900
$P_3, \text{кПа}$	200	700	900	700	200	600	700	500
$V_1, \text{м}^3$	1	10	2	3	5	4	6	2
$V_2, \text{м}^3$	4	5	7	10	9	7	8	9
$V_3, \text{м}^3$	9	11	4	8	12	1	1,5	11

## 2. Первый закон термодинамики

$$Q_{1-2} = \Delta U + L_{1-2},$$

где:  $Q_{1-2}$  — количество тепла в процессе 1-2, Дж;

$\Delta U = U_2 - U_1$  — изменение внутренней энергии, Дж;

$L_{1-2}$  - работа изменения объема, Дж.

## Задача 3.

Определить количество тепла в процессе 1-2, если 1 кг. воздуха при  $P_1$  имеет  $h_1, V_1$ . После подведения тепла воздух имеет параметры  $P_2, h_2, v_2$ . Данные принять из таблицы 3.

Таблица 3 - Задание к задаче 3

Вар.	1	2	3	4	5	6
$P_1, \text{мПа}$	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2
$P_2, \text{мПа}$	0,18	0,2	0,25	0,27	0,3	0,4
$h_1, \text{кДж/кг}$	2000	2100	2200	2300	2400	2500
$h_2, \text{кДж/кг}$	3000	2800	3200	3500	4000	4200
$v_1, \text{м}^3/\text{кг}$	0,2	0,25	0,27	0,15	0,16	0,3
$v_2, \text{м}^3/\text{кг}$	0,4	0,5	0,4	0,7	0,5	0,6

## II. Вопросы для самопроверки:

1. В чем отличие работы изменения давления от работы изменения объема?
2. Что такое энтальпия?
3. В чем сущность I закона термодинамики?
4. Почему нельзя создать вечный двигатель первого рода?
5. В каких термодинамических процессах работа изменения объема равна 0 и почему?

## Практическая работа №5

**Тема:** Решение задач по термодинамическим процессам в газах

**Цель работы:** Научиться применять основные термодинамические зависимости в различных процессах.

### I. Теоретическое введение

Основными термодинамическими процессами являются:

- 1) процесс сообщения или отнятия теплоты при постоянном объеме газа ( $v = \text{const}$ ) - изохорный процесс;
- 2) процесс сообщения или отнятия теплоты при постоянном давлении ( $p = \text{const}$ ) - изобарный процесс;
- 3) процесс сообщения или отнятия теплоты при постоянной температуре ( $t = \text{const}$ ) - изотермический процесс;
- 4) процесс сообщения или отнятия теплоты извне ( $dq = 0$ ) - адиабатный процесс;
- 5) процесс, в котором изменение параметров подчиняется уравнению

$$pv^m = \text{const}$$

где:  $m$  - величина, постоянная для данного процесса, - политропный процесс.

### Изохорный процесс

В диаграмме  $pv$  этот процесс изображается прямой 1-2, параллельной оси ординат. Уравнение прямой 1-2 (рисунок 1), называемой изохорой,  $v = \text{const}$ .

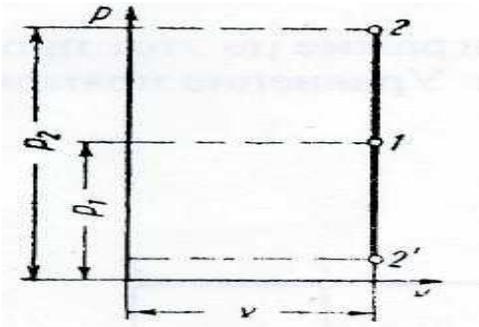


Рисунок 1 - Изохора

Зависимость между начальными и конечными параметрами процесса

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1)$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_v = q_v = c_{vm}(t_2 - t_1) \quad (2)$$

Если в процессе участвует  $M$  кг или  $V_H$  м<sup>3</sup> газа, то количество теплоты или изменение внутренней энергии газа

$$Q_v = \Delta u_v = Mc_{vm}(t_2 - t_1) = V_H c_m(t_2 - t_1) \quad , \quad (3)$$

где:  $V_H$  - количество газа в м<sup>3</sup> при нормальных условиях.

Если количество теплоты необходимо подсчитать, пользуясь нелинейной зависимостью теплоемкости от температуры, то следует пользоваться формулой :

$$q_v = c_{vm} t_2 - c_{vm1} t_1 \quad (4)$$

В изохорном процессе газ работы не совершает ( $L = 0$ ).

### Пример расчета

1. В закрытом сосуде заключен газ при разряжении  $p_1 = 6667$  Па и температуре  $t_1 = 70^\circ\text{C}$ . Показание барометра -  $101\,325$  Па. До какой температуры нужно охладить газ, чтобы разряжение стало  $p_2 = 13\,332$  Па?

Решение.

Так как процесс происходит при  $v = \text{const.}$ , то согласно формуле (1)

$$\frac{101325 - 6667}{101325 - 13332} = \frac{273 + 70}{T_2}.$$

Отсюда

$$T_2 = \frac{87993}{94658} = 318,8 \text{ К}; \quad t_2 = 45,8^\circ\text{C}.$$

## Изобарный процесс

В диаграмме  $pV$  этот процесс изображается прямой 1-2, параллельной оси абсцисс. Уравнение прямой (рисунок 2), называемой изобарой,  $p = \text{const}$ .

Зависимость между начальными и конечными параметрами процесса

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (5)$$

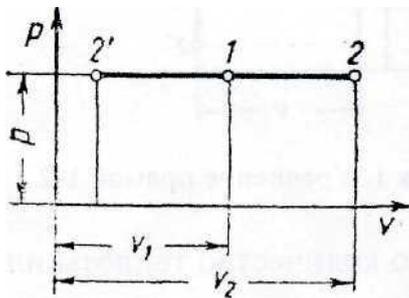


Рисунок 2 - Изобара

Работа 1 кг газа

$$\ell = (v_2 - v_1), \quad (6)$$

$$\text{или } \ell = R (T_2 - T_1). \quad (7)$$

Для  $M$  кг газа

$$L = Mp (v_2 - v_1) = p (V_2 - V_1), \quad (8)$$

$$\text{или } L = MR (t_2 - t_1).$$

Если в процессе  $p = \text{const}$  участвует  $M$  кг или  $V_H \text{ м}^3$  газа, то количество теплоты

$$Q = Mc_{pm} (t_2 - t_1) = V_H c'_{pm} (t_2 - t_1), \quad (9)$$

где  $V_H$  - количество газа в при нормальных условиях,  $\text{м}^3$ .

Если количество теплоты необходимо подсчитать, пользуясь нелинейной зависимостью теплоемкости от температуры, то следует пользоваться формулой

$$q_p = c_{pm2} t_2 - c_{pm1} t_1. \quad (10)$$

Изменение внутренней энергии газа определяют по формуле (4).

### Пример расчета

Какое количество теплоты необходимо затратить, чтобы нагреть  $2 \text{ м}^3$  воздуха при постоянном избыточном давлении  $p = 0,2 \text{ МПа}$  от  $t_1 = 100^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 500^\circ\text{C}$ ? Какую работу при этом совершит воздух? Давление атмосферы принять равным  $101\,325 \text{ Па}$ .

Решение:

Согласно уравнению (10):

$$q_p = c_{pm2} t_2 - c_{pm1} t_1.$$

Пользуясь таблицей, находим  $c_{pm1} = 1,0061 \text{ кДж/кг (кг} \cdot \text{К)}$ ;  $c_{pm2} = 1,0387 \text{ кДж/кг (кг} \cdot \text{К)}$ ;

Следовательно,

$$Q_p = 1,0387 \cdot 500 - 1,0061 \cdot 100 = 418,7 \text{ кДж/кг.}$$

Массу воздуха определяем из характеристического уравнения

$$M = \frac{\rho V}{RT} = \frac{(0,2 + 0,1013)10^6 \cdot 2}{287 \cdot 373} = 5,63 \text{ кг.}$$

Таким образом,

$$Q_p = Mq_p = 5,63 \cdot 418,7 = 2357 \text{ кДж.}$$

Количество теплоты можно получить не только по массе воздуха, но и по его объему. В этом случае уравнение (10) следует написать так:

$$Q_p = c'_{pm2} t_2 - c'_{pm1} t_1.$$

Пользуясь таблицей, получаем

$$c'_{pm1} = (c'_{pm})^{100} = 1,3004 \text{ кДж (м}^3 \cdot \text{К)};$$

$$c'_{pm2} = (c'_{pm})^{100} = 1,3274 \text{ кДж (м}^3 \cdot \text{К)};$$

Тогда

$$Q_p = 1,3274 \cdot 500 - 1,3004 \cdot 100 = 541,4 \text{ кДж/м}^3.$$

Объем воздуха должен быть приведен к нормальным условиям. Согласно уравнению

$$\frac{PV}{T} = \frac{P_n V_n}{T_n}.$$

$$V_n = \frac{pV_n}{T_{pn}} = \frac{0,3013 \cdot 2 \cdot 273}{373 \cdot 0,1013} = 4,35 \text{ м}^3.$$

Таким образом  $Q_p = q_p V_n = 541,4 \cdot 4,35 = 2356 \text{ кДж}$ .

Работа газа по уравнению (9)

$$L = MR (t_2 - t_1) = 5,63 \cdot 287 \cdot 400 = 646,3 \text{ кДж}.$$

### Изотермический процесс

Кривая изотермического процесса, называемая изотермой, в диаграмме  $pV$  изображается равнобокой гиперболой (рисунок 3). Уравнение изотермы в координатах  $pV$ .

$$pV = \text{const}.$$

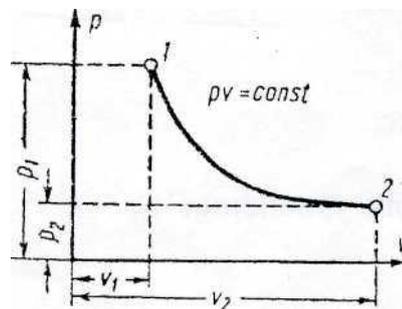


Рисунок 3 - Уравнение изотермы в координатах  $pV$

Зависимость между начальными и конечными параметрами определяется формулами:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad (11)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (12)$$

Работу 1 кг идеального газа находят из уравнений:

$$\lambda = RT\lambda m \frac{v_2}{v_1} \quad (13)$$

$$\lambda = RT\lambda m \frac{p_1}{p_2} \quad (14)$$

$$\lambda = p_1 v_1 \lambda m \frac{v_2}{v_1} \quad (15)$$

$$\lambda = p_1 v_1 \lambda m \frac{p_1}{p_2} \quad (16)$$

Если в процессе участвуют  $M$  кг газа, то полученные из формул (13) – (16) значения нужно увеличить в  $M$  раз. Можно также для этого случая в формулах (15) и (16) заменить удельный объем  $v$  полным объемом  $V$ . Тогда получим

$$L = p_1 V_1 \lambda m \frac{v_2}{v_1} \quad (17)$$

$$L = p_1 V_1 \lambda m \frac{p_1}{p_2} \quad (18)$$

Так как в изотермическом процессе  $t = \text{const}$ , то для идеального газа

$$\Delta t = c_{\text{om}} (t_2 - t_1) = 0.$$

Количество теплоты, сообщаемой газу или отнимаемой от него,

$$q_t = \ell \quad (19)$$

или

$$Q_t = L \quad (20)$$

Натуральный логарифм, входящий в формулы, может быть десятичным по соотношению

$$\ell g N = 2,303 \lg N.$$

## Пример расчета

1 кг воздуха при температуре  $t_1 = 30^\circ\text{C}$  и начальном давлении  $p_1 = 0,1$  МПа сжимается изотермически до конечного давления  $p_2 = 1$  МПа.

Определить конечный объем, затрачиваемую работу и количество теплоты, отводимой от газа.

Решение:

Найдем начальный объем воздуха из уравнения состояния:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 303}{0,1 \cdot 10^6} = 0,87 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Так как в изотермическом процессе

$$p_1 v_1 = p_2 v_2,$$

то конечный объем

$$v_2 = v_1 \frac{p_1}{p_2} = 0,87 \frac{1}{10} = 0,087 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

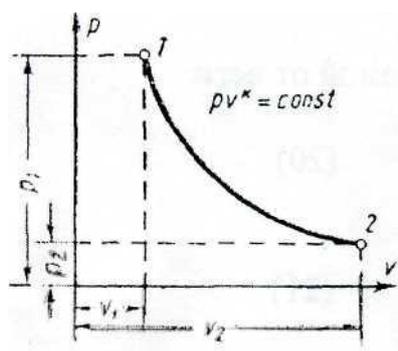
Работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха, получается из уравнения (14):

$$\lambda = RT \frac{p_1}{p_2} = 2,303 RT \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,303 \cdot 287 \cdot 303 \lg 10 = -200 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, отводимой от газа, равно работе, затраченной на сжатие. Следовательно,

$$Q = -200 \text{ кДж/кг}.$$

## Адиабатный процесс



Уравнение адиабаты в системе координат  $pv$  (рисунок 4) при постоянной теплоемкости ( $c_u = \text{const}$ ) для идеального газа

$$pv^k = \text{const},$$

где  $k = \frac{c_p}{c_v}$  - показатель адиабаты.

Рисунок 4 - Уравнение адиабаты в системе координат  $pv$

Зависимости между начальными и конечными параметрами процесса:

между  $p$  и  $v$  
$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k, \quad (21)$$

между  $T$  и  $v$  
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, \quad (22)$$

между  $p$  и  $T$  
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (23)$$

Работу 1 кг газа находят по следующим формулам:

$$\lambda = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad (24)$$

$$\lambda = \frac{3_1 v_1}{k-1} \left[ 1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \right], \quad (25)$$

$$\lambda = \frac{R1}{k-1}(T_2 - T_1), \quad (26)$$

$$\lambda = \frac{3_1 v_1}{k-1} \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (27)$$

Для определения работы  $M$  кг газа нужно в формулах (24), (25) и (27) заменить удельный объем  $v$  и общим объемом  $V$  газа. Тогда получим:

$$L = \frac{1}{k-1}(p_1V_1 - p_2V_2), \quad (28)$$

$$L = \frac{z_1V_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \right], \quad (29)$$

$$L = \frac{z_1V_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (30)$$

Формула (26) для  $M$  кг газа примет следующий вид:

$$L = \frac{VR}{k-1}(T_1 - T_2), \quad (31)$$

Уравнение первого закона для адиабатного процесса имеет вид:

$$q = du + d\ell.$$

следовательно,

$$du = -d\ell.$$

или

$$\Delta u = -\ell, \quad (32)$$

т.е. изменение внутренней энергии газа и работа адиабатного процесса равны по величине и противоположны по знаку.

Изменение внутренней энергии идеального газа в адиабатном процессе может быть также выражено уравнением

$$\Delta u = c_{vm}(t_2 - t_1). \quad (33)$$

### Пример расчета

1 кг воздуха при начальной температуре  $t_1 = 30^\circ\text{C}$  и давлении  $p_1 = 0,1$  МПа сжимается адиабатно до конечного давления  $p_2 = 1$  МПа.

Определить конечный объем, конечную температуру и затрачиваемую работу.

Решение:

Из соотношения параметров в адиабатном процессе по уравнению (23) находим

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{1}},$$

откуда

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{1}}.$$

Принимаем  $k = 1,4$ , получаем

$$T_2 = 303 \cdot 10^{\frac{0.4}{1.4}} = 303 \cdot 10^{0.286} = 303 N$$

$$\lambda g N = \lambda g \cdot 10^{0.286} = 0.286 \lambda g \cdot 10 = 0.286.$$

$$N = 1,931.$$

$$T_2 = 303 \cdot 1,931 = 585 \text{ К}; t_2 = 312^\circ \text{С}.$$

Значение величины  $\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{1}}$  можно взять из таблицы. Как видно из этой таблицы, для адиабатного сжатия при

$$\frac{p_2}{p_1} = 10 \text{ величина } \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{1}} = 1,931.$$

Затраченная работа по уравнению (26)

$$\lambda = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{0.287}{0.4} (303 - 585) = -202 \text{ кДж/кг}.$$

Конечный объем определяется из уравнения состояния

$$\nu_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 585}{1 \cdot 10^6} = 0,168 \text{ м}^2/\text{кг}.$$

## Практическая работа № 6

**Тема:** Решение задач по круговым термодинамическим процессам

**Цель работы:** Научиться определять параметры состояния воздуха в характерных точках прямого цикла Карно, работу, термический КПД цикла и отведенной теплоты.

### Теоретическое введение

Круговым процессом, или циклом, называют совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

Прямой цикл Карно состоит из двух адиабат и двух изотерм.

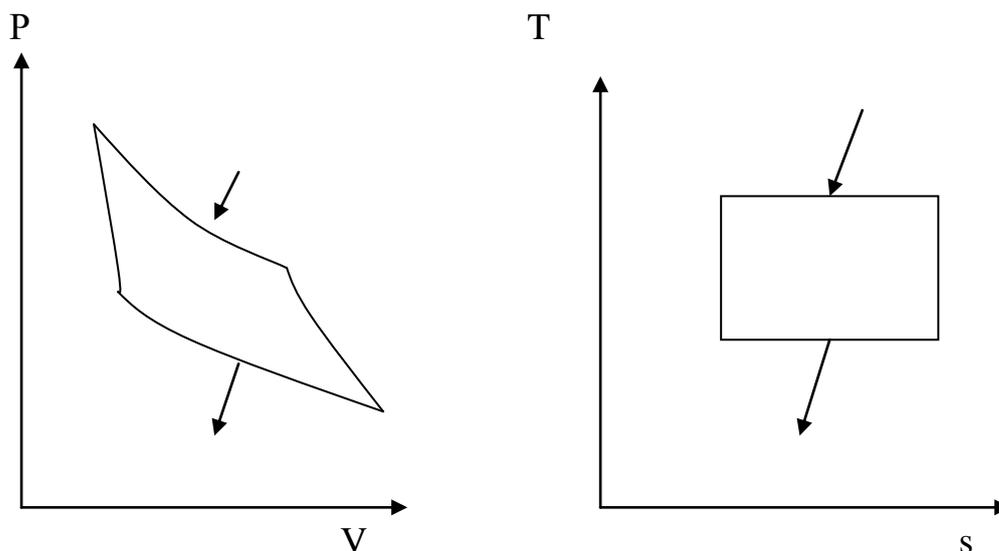


Рисунок 1 – Прямой цикл Карно в  $pV$  и  $ts$  координатах

Процессы: 1 – 2 – изотермическое расширение с подводом тепла  $q_1$ ;

2 – 3 – адиабатное расширение с понижением температуры от  $T_1$  до  $T_2$ ;

3 – 4 – изотермическое сжатие с отводом тепла  $q_2$ ;

4 – 1 – адиабатное сжатие с повышением температуры от  $T_2$  до  $T_1$ .

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = RT_1 \ln(v_2 / v_1),$$

где  $q_1$  – количество подведенной теплоты, Дж/кг;

$R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/кг  $^{\circ}\text{K}$ .

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = RT_2 \ln(v_3 / v_4), \text{ Дж/кг.}$$

Работа цикла Карно

$$l_0 = q_1 - q_2, \text{ Дж/кг.}$$

Термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = (T_1 - T_2)/T_1 = (q_1 - q_2)/q_1$$

### Пример расчета

1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур  $t_1 = 627^\circ\text{C}$  и  $t_2 = 27^\circ\text{C}$ , причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наинизшее – 0,1 МПа.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический к.п.д. цикла и количество подведенной и отведенной теплоты.

**Решение:**

Точка 1

$$P_1 = 6 \text{ МПа}; T_1 = 900^\circ\text{K}$$

Удельный объем газа находим из характеристического уравнения

$$v_1 = RT_1/P_1 = 287 \cdot 900 / 6 \cdot 10^6 = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Точка 2

$$T_2 = 900^\circ\text{C}$$

Из уравнения адиабаты (линия 2-3)

$$\frac{P_2}{P_3} = \left( \frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 3^{0,4} = 46,8$$

$$P_2 = 0,1 \cdot 46,8 = 4,68 \text{ МПа}$$

Из уравнения изотермы (линия 1-2)

$$\frac{p_1}{V_1} = \frac{p_2}{V_2}$$

Получаем

$$v_2 = \frac{P_1 v_1}{P_2} = \frac{6 \cdot 0,043}{4,68} = 0,055 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Точка 3

$$P_3 = 0,1 \text{ МПа}; T_3 = 300 \text{ }^0\text{К};$$

$$v_3 = \frac{R \cdot T_3}{P_3} = \frac{287 \cdot 300}{0,1 \cdot 10^6} = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Точка 4

$$T_4 = 300 \text{ }^0\text{К}$$

Из уравнения адиабаты (линия 4-1) имеем

$$\frac{P_1}{P_4} = \left( \frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 4,68$$

Из уравнения изотермы (линия 3-4) получаем

$$P_3 \cdot v_3 = P_4 \cdot v_4$$

$$v_4 = \frac{P_3 \cdot v_3}{P_4} = \frac{0,1 \cdot 0,861}{0,128} = 0,671 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = (T_1 - T_2)/T_1 = (900 - 300)/300 = 0,667$$

Подведенное количество теплоты

$$q_1 = RT_1 \ln(v_2/v_1) = 0,287 \cdot 900 \cdot 2,303 \lg 0,055/0,043 = 63,6 \text{ кДж/кг}$$

Отведенное количество теплоты

$$q_2 = RT_2 \ln(v_3/v_4) = 0,287 \cdot 300 \cdot 2,303 \lg 0,861/0,671 \text{ кДж/кг}$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2 = 69,6 - 21,5 = 42,1 \text{ кДж/кг}$$

**Задание:** 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур  $t_1$ ,  $^0\text{С}$  и  $t_3$ ,  $^0\text{С}$ , причем наивысшее давление составляет  $P_1$ , МПа, а наинизшее –  $P_3$ , МПа.

Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический к.п.д. цикла и количество подведенной и отведенной теплоты. Данные для решения задачи принять из таблицы 1.

Таблица 1 - Данные для расчета по вариантам

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_1, ^\circ\text{C}$	600	620	640	660	680	700	720	740	760	780
$t_3, ^\circ\text{C}$	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
$P_1,$ МПа	0,6	0,62	0,64	0,66	0,68	0,7	0,71	0,72	0,73	0,74
$P_3,$ МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

Составить сводную таблицу в характерных точках цикла по полученным результатам, изобразить цикл в  $p-v$  и  $T-s$  координатах.

## Практическое занятие №7

**Тема:** Расчет процессов изменения состояния воды и водяного пара

**Цель работы:** научиться снимать параметры водяного пара по  $h_s$  диаграмме и по таблицам воды и водяного пара, а также рассчитывать термодинамические процессы изменения состояния водяного пара.

### I. Теоретическое введение

#### 1.1. Общие положения

На рис. 1 дана диаграмма  $p-v$  для водяного пара. Кривой I соответствует вода при  $0^\circ\text{C}$ , кривой II — вода при температуре кипения (или температуре насыщения) и кривой III — сухой насыщенный пар.

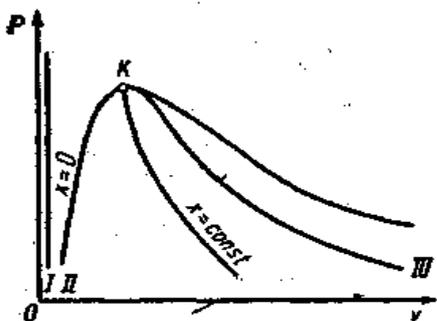


Рисунок 1 - Процесс парообразования в  $p-v$  координатах

Кривую II называют нижней пограничной кривой, кривую III — верхней пограничной кривой, а точку К, разделяющую обе пограничные кривые, называют критической.

Кривые I, II и III делят всю диаграмму на три части: область между кривыми I и II—жидкость, область между кривыми II—III — смесь кипящей жидкости и пара, т. е. влажный насыщенный пар, и область правее кривой III — перегретый пар.

Критическая точка К характеризует критическое состояние, при котором исчезает различие в свойствах пара и жидкости. Критическая температура является наивысшей температурой жидкости и ее насыщенного пара. При температурах выше критической возможно существование только перегретого пара.

Критические параметры водяного пара следующие:  $t = 374,15^\circ \text{C}$ ;  
 $p_{\text{кр}} = 22,129 \text{ МПа}$ ;  $v_{\text{кр}} = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

## 1.2. Сухой насыщенный пар

Состояние сухого насыщенного пара определяется его давлением или температурой. По таблицам воды и водяного пара можно найти давление пара (и все остальные его параметры) по температурам, а температуру пара и все остальные параметры — по давлению, а также можно воспользоваться зависимостями на рисунках 2 и 3.

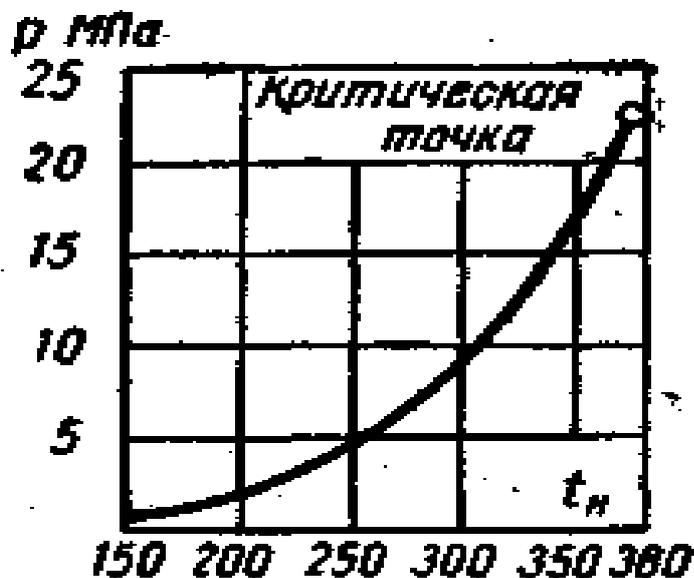


Рисунок 2.- Зависимость давления пара от температуры насыщения

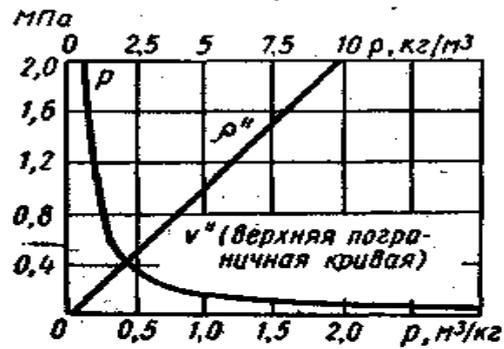


Рисунок 3 - Зависимость параметров сухого насыщенного пара от давления

### 1.3. Влажный насыщенный пар

Состояние влажного насыщенного пара определяется его давлением или температурой и степенью сухости  $x$ . Очевидно, значение  $x = 0$  соответствует воде в состоянии кипения, а  $x = 1$  — сухому насыщенному пару. Температура влажного пара есть функция только давления, и определяется так же, как и температура сухого пара. Удельный объем влажного пара зависит от давления и от степени сухости.

### 1.4. Перегретый пар

Перегретый пар имеет более высокую температуру  $t$  по сравнению с температурой  $t_n$  сухого насыщенного пара того же давления. Следовательно, в отличие от насыщенного пара, перегретый пар определенного давления может иметь различные температуры. Для характеристики состояния перегретого пара необходимо знать два его параметра, например, давление и температуру. Разность температур перегретого и насыщенного пара того же давления  $t - t_n$  называют перегревом пара.

Весьма важным в теплотехнических расчетах является определение количества теплоты, затрачиваемой на отдельные стадии процесса парообразования и изменения внутренней энергии.

Количество теплоты, затраченной для подогрева жидкости от  $0^\circ \text{C}$  до температуры кипения при постоянном давлении, называют теплотой жидкости. Ее можно определить как разность энтальпий жидкости в состоянии кипения и жидкости при том же давлении и  $0^\circ \text{C}$ . Количество теплоты, необходимое для перевода 1 кг кипящей жидкости в сухой насыщенный пар при постоянном давлении, называют теплотой парообразования и обозначают буквой  $g$ . Это количество теплоты

расходуется на изменение внутренней энергии, связанное с преодолением сил сцепления  $d$  между молекулами жидкости, и на работу расширения ( $\psi$ ).

Величину  $d$  называют внутренней теплотой парообразования, а величину  $\psi$  — внешней теплотой парообразования.

Количество теплоты, необходимое для перевода 1 кг сухого насыщенного пара в перегретый при постоянном давлении, называется теплотой перегрева.

### 1.5. Энтروпийные диаграммы для водяного пара

#### а) Диаграмма TS

Наряду с таблицами насыщенного и перегретого пара исключительно важное значение в теплотехнических расчетах имеют диаграммы TS и  $h_s$ . На рис. 4 изображена диаграмма Ts для водяного пара. Кривая  $O_1K$  — нижняя пограничная кривая ( $x=0$ ), кривая  $K, B_1$  — верхняя пограничная кривая ( $x=1$ ).

Точка  $O_1$  соответствует температуре 273 К ( $0^\circ \text{C}$ ), точка  $K$  — критическому состоянию пара.

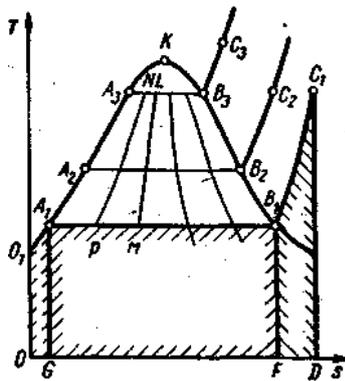


Рисунок 4.- Диаграмма Ts водяного пара

С достаточной для практики точностью можно считать, что нижняя пограничная кривая совпадает с изобарами жидкости. Поэтому кривая  $O_1K$  одновременно изображает процесс подогрева жидкости при постоянном давлении от  $0^\circ \text{C}$  до температуры кипения. Линии  $AB$  представляют собой одновременно изобары и изотермы и изображают процесс парообразования. Линии  $BC$  представляют собой изобары и изображают процесс перегрева пара. Вся область жидкости в диаграмме Ts совпадает с кривой  $O_1K$ . Между кривыми  $O_1K$  и  $KB_1$  расположена область влажного

насыщенного пара. В диаграмме  $Ts$  наносятся также кривые одинаковой степени сухости пара  $NP$ ,  $LM$  и др.

### б) Диаграмма $hs$

На рис. 5 изображена диаграмма  $hs$  для водяного пара. На ней нанесены изохоры (пунктирные кривые), изобары, изотермы и линии, равной сухости пара.

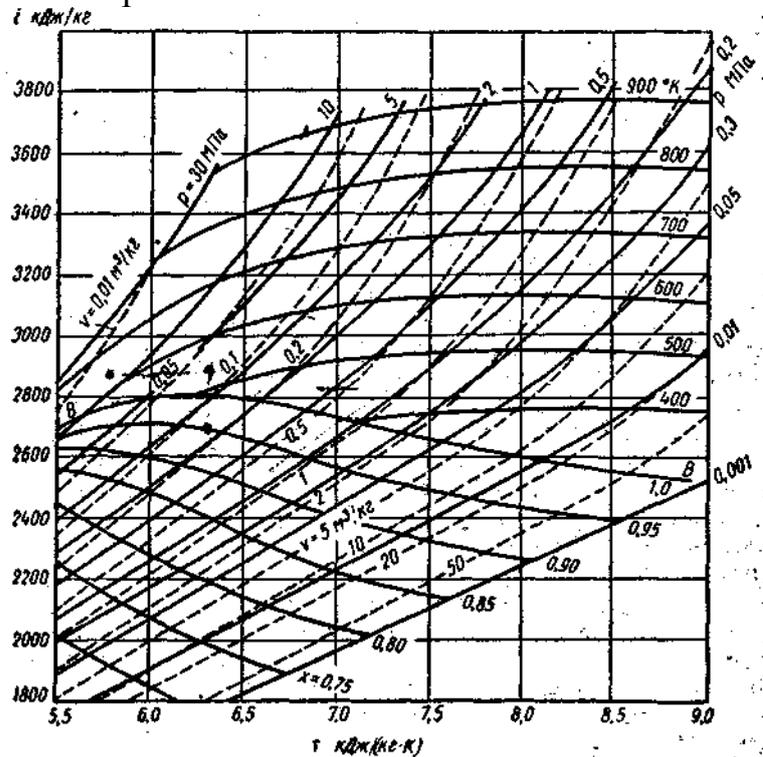


Рисунок 5 - Диаграмма  $hs$  процесса парообразования

Линия  $BB$  — верхняя пограничная кривая. Ниже ее расположена область влажного насыщенного пара, выше ее область перегретого пара. Изобары в области насыщенного пара — прямые линии, являющиеся одновременно изотермами. При переходе в область перегретого пара изобары и изотермы разделяются, и каждая из них представляет собой отдельную кривую.

Обычно часть диаграммы  $hs$  для области влажного пара со степенью сухости пара ниже 0,5 отбрасывается.

Диаграмма  $hs$  имеет много ценных свойств: она позволяет быстро определять параметры пара с достаточной для технических расчетов точностью, дает возможность определять энтальпию водяного пара и разности энтальпий в виде отрезков, чрезвычайно наглядно изображает адиабатный процесс, имеющий большое значение при изучении паровых двигателей, и, наконец, позволяет быстро, наглядно и достаточно точно решать различные практические задачи.

При решении задач, связанных с изменением состояния водяного пара, применение графического или аналитического метода в большой мере определяется характером процесса. Однако в редких случаях удается

определить все необходимые величины одним из этих способов; поэтому чаще всего приходится одновременно пользоваться как графическим, так и аналитическим способами. При этом, часть параметров пара и величин, подлежащих определению, находят из диаграммы, а остальные определяют аналитическим путем с применением таблиц водяного пара.

Во всех случаях весьма важно определить, к какому пару (насыщенному или перегретому) относится начальное или конечное состояние. Этот вопрос легко решается с помощью таблиц и диаграмм.

Для аналитического определения необходимых параметров и величин надо пользоваться следующими соотношениями:

#### 1. Изохорный процесс.

Так как при  $v = \text{const}$  работа пара равна нулю, то вся сообщаемая пару тепло  $q_v$  (или отнимаемая у него) расходуется на увеличение (уменьшение) его внутренней энергии  $u$ , следовательно,

$$q_v = u_2 - u_1. \quad (1)$$

#### 2. Изобарный процесс

Количество теплоты, участвующей в изобарном процессе, определяется из уравнения

$$q_p = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Работа в этом процессе

$$l = p (v_2 - v_1). \quad (3)$$

#### 3. Изотермический процесс

В области влажного пара изотермический процесс одновременно является изобарным.

Количество теплоты в изотермическом процессе легко определяется из диаграммы  $Ts$ :

$$Q = T(s_2 - s_1) \quad (4)$$

Работа пара в изотермическом процессе находится из уравнения первого закона термодинамики

$$q = \Delta u + l, \quad (5)$$

откуда

$$l = q - \Delta u = T(s_2 - s_1) - (u_2 - u_1). \quad (6)$$

#### 4. Адиабатный процесс

С достаточной точностью можно принять для водяного пара зависимость

$$Pv^k = \text{const.} \quad (7)$$

Однако величина  $k$  в этом уравнении не является отношением теплоемкостей, а лишь опытно подобранным коэффициентом. Для сухого насыщенного пара

$$k = 1,135. \quad (8)$$

Для влажного пара

$$k = 1,035 + 0,1x, \quad (9)$$

где  $x$  — степень сухости.

Для перегретого пара

$$K = 1,3. \quad (10)$$

Работа пара при адиабатном расширении

$$l = u_2 - u_1. \quad (11)$$

Степень сухости пара в конце адиабатного расширения определяется при помощи диаграммы  $hs$ . Если в начальном состоянии пар сухой насыщенный, то точка, характеризующая его состояние, легко находится в пересечении соответствующей изобары  $p_1$  и верхней пограничной кривой (рис. 6). Если в начальном состоянии пар влажный, то его состояние изобразится точкой, находящейся в пересечении соответствующей изобары  $p_1$  и кривой заданной сухости пара. Если пар перегретый, то точка 1, характеризующая его состояние, находится в пересечении изобары  $p_1$  и изотермы  $t_1$ . Так как для обратимого процесса адиабата на диаграмме  $hs$  изображается прямой, параллельной оси ординат, то конечное состояние пара легко находится графически по точке пересечения адиабаты с заданной конечной изобарой. Степень сухости пара определяется по значению кривой, равной сухости, проходящей через точку 2. Энтальпия и энтропия пара как в начальном, так и в конечном состоянии находятся очень легко по соответствующим значениям оси ординат и оси абсцисс.

Температура пара в конечном состоянии также определяется весьма просто. Если это состояние изображается точкой, находящейся в области перегретого пара, то температура его отсчитывается по значению изотермы, проходящей через эту точку. Если же в конечном состоянии пар влажный, то нужно от точки, характеризующей его состояние, подняться по

соответствующей изобаре до верхней пограничной кривой. Температура этой точки, отсчитываемая по соответствующей изотерме, является температурой насыщенного пара конечного давления.

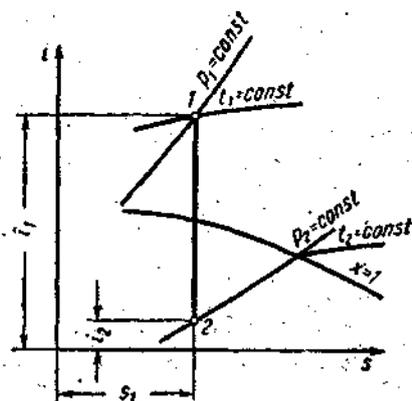


Рисунок 6 - Адиабатное расширение водяного пара

## Практическая работа №8

**Тема:** Расчет термодинамических циклов тепловых двигателей

**Цель работы:** научиться определять параметры в характерных точках круговых циклов.

### Теоретическое введение

Круговым процессом, или циклом, называют совокупность термодинамических процессов, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

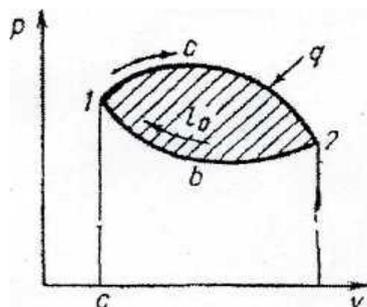


Рисунок 1 – P-v диаграмма кругового процесса

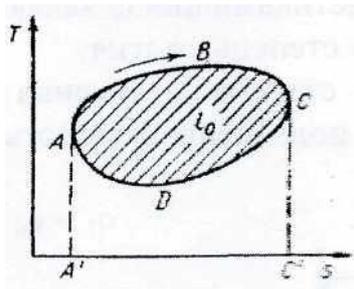


Рисунок 2 – Ts диаграмма кругового процесса

Работа кругового процесса ( $\ell_0$ ) изображается в диаграмме  $pV$  (рис.1) площадью, заключенной внутри замкнутого контура цикла, причем работа положительна, если цикл совершается по часовой стрелке (прямой цикл), и отрицательна, если он совершается против часовой стрелки (обратный цикл).

Прямой цикл ( $\ell_0 < 0$ ) – для холодильных машин.

Если обозначить через:  $q_1$  – количество теплоты, заимствованной 1 кг рабочего тела от внешнего (или верхнего) источника теплоты, отданной 1 кг рабочего тела внешнему охладителю (или нижнему источнику), то полезно использованная в цикле теплота

$$\ell_0 = q_1 - q_2 \quad (1)$$

Это количество теплоты в диаграмме  $Ts$  изображается площадью, заключенной внутри замкнутого контура цикла (рис.2). Очевидно, эта площадь представляет также величину работы за один цикл, причем, как и в диаграмме  $pV$ , работа положительна, если цикл совершается по часовой стрелке, и отрицательна, если он совершается против часовой стрелки.

Степень совершенства процесса превращения теплоты в работу в круговых процессах характеризуется термическим к.п.д

### Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме состоит из двух адиабат и двух изохор (рис.3 и 4).

Характеристиками цикла являются:

Степень сжатия

$$\varepsilon = v_1 / v_2$$

Степень повышения давления

$$\lambda = p_3 / p_2$$

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2).$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1).$$

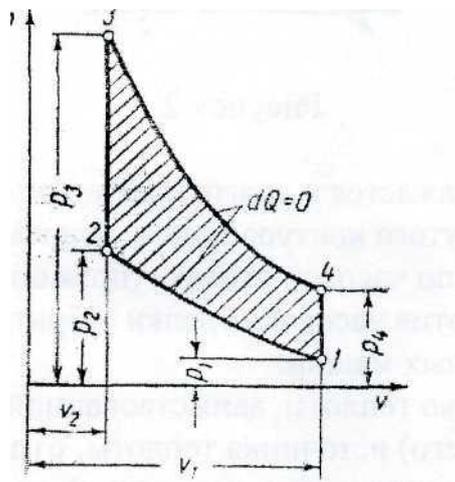


Рисунок 3 – Pv диаграмма цикла ДВС при постоянном объеме

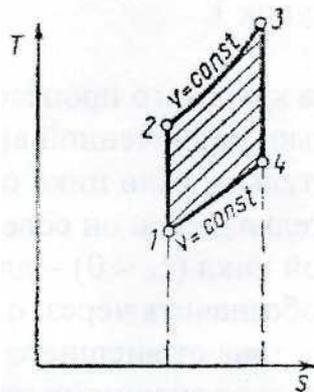


Рисунок 4 -Ts диаграмма цикла ДВС при постоянном объеме

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении состоит из двух адиабат, одной изобары и одной изохоры (рис.5 и 6). Характеристиками цикла являются:

Степень сжатия

$$\varepsilon = v_1 / v_2 -;$$

Степень предварительного расширения.

$$\rho = - v_3 / v_2$$

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2).$$

Количество отведенной теплоты (абсолютное значение)

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1).$$

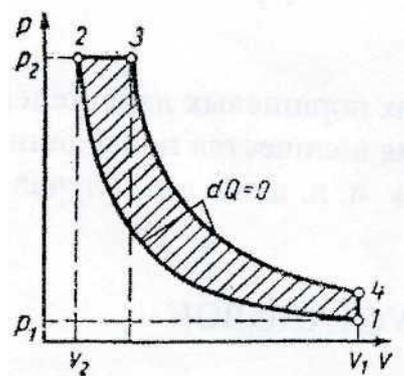


Рисунок 5 – Pv диаграмма ДВС с подводом тепла при постоянном давлении

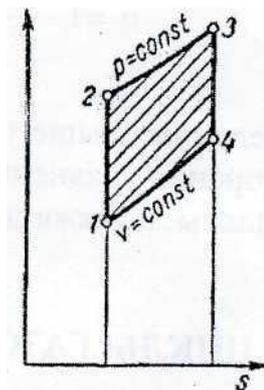


Рисунок 6 – Ts диаграмма ДВС с подводом тепла при постоянном давлении

Цикл с комбинированным подводом теплоты состоит из двух адиабат, двух изохор и одной изобары (рис. 7 и 8)

Характеристиками цикла являются

$$\varepsilon = v_1 / v_2 -;$$

$$\lambda = p_3 / p_2;$$

$$\rho = v_3 / v_2 .$$

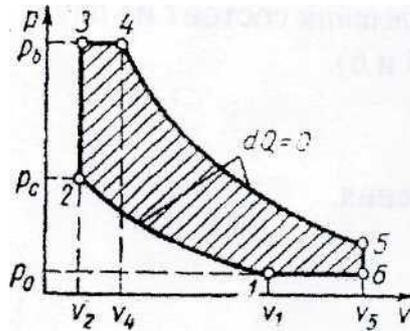


Рисунок 8 – Pv диаграмма ДВС с комбинированным подводом тепла

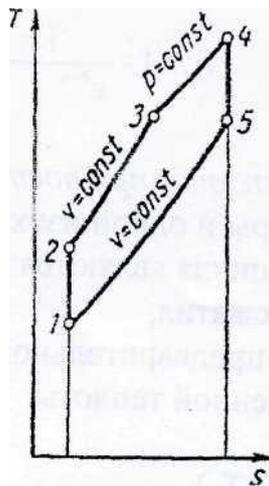


Рисунок 8 – Ts диаграмма ДВС с комбинированным подводом тепла

Во всех приведенных выше термических циклах поршневых двигателей внутреннего сгорания уравнения для определения количества подведенной и отведенной теплоты, а также для термического к. п. д. даны для случая  $c = \text{const}$ .

### Циклы газотурбинных установок

На рис.9 представлена схема наиболее распространенного типа газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении. Компрессор К, расположенный на одном валу с газовой турбиной Т, всасывает воздух из атмосферы и сжимает его до заданного давления. Сжатый в

компрессоре воздух поступает в камеру сгорания КС; туда же топливным насосом ТН подает жидкое горючее. Сгорание происходит при постоянном давлении. Из камеры сгорания газы поступают в сопла С, из которых они с большой скоростью поступают на рабочие лопатки Л турбины и приводят во вращение ее ротор. Отработавшие газы через выпускной патрубок П выпускаются в атмосферу.

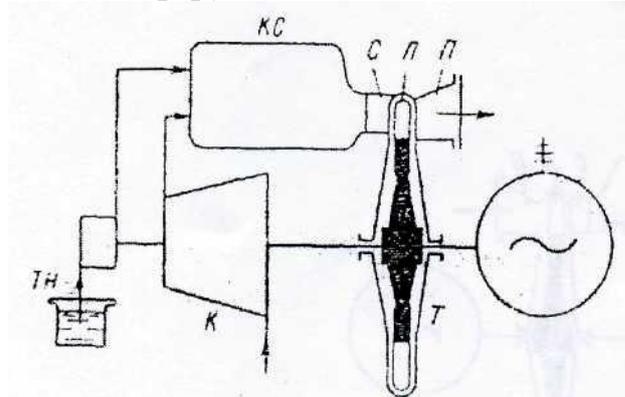


Рисунок 9 - Схема газотурбинной установки со сгоранием топлива при постоянном давлении

На рис. 10 дан теоретический цикл газовой турбины с подводом теплоты при постоянном давлении. Как видно из этого рисунка, цикл состоит из двух адиабат и двух изобар. Линия 1-2 изображает процесс адиабатного сжатия в компрессоре, 2-3 изобарный подвод теплоты (сгорания топлива), 3-4-адиабатное расширение в газовой турбине, 4-1 - условный изобарный процесс, замыкающий цикл.

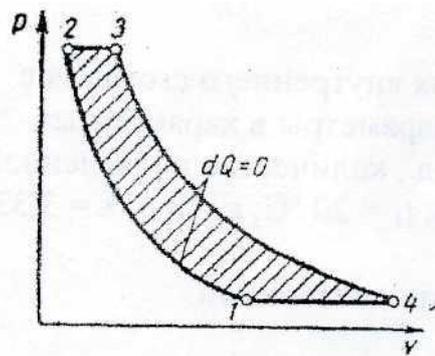


Рисунок 10 – Цикл ГТУ при постоянном давлении

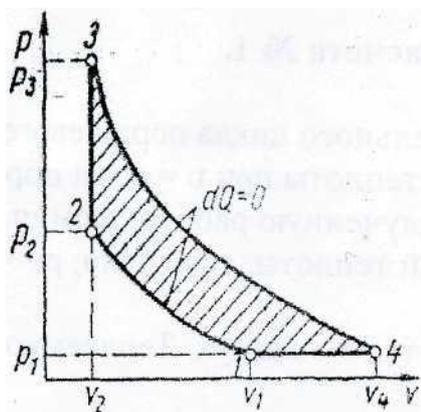


Рисунок 11 – Цикл ГТУ при постоянном объеме

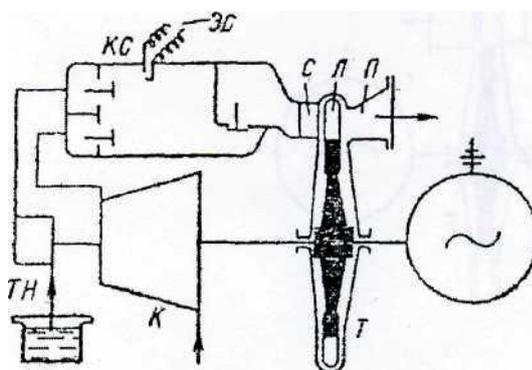


Рисунок 12. Цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме

Цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном объеме представлен на рис. 11, а схема установки на рис. 12. В компрессоре .К" происходит адиабатное сжатие воздуха (линия 1-2, рис.11). Сжатый воздух поступает в камеру сгорания КС, куда одновременно топливным насосом ТН подается жидкое топливо.

Сгорание происходит при постоянном объеме (при закрытых клапанах). Воспламенение горючей смеси обычно производится от электрической свечи ЭС. Продукты сгорания проходят через выпускной клапан камеры, поступают в сопла С, где адиабатно расширяются (линия 3-4), рис.11. Далее газы с большой скоростью поступают на рабочие лопатки Л турбины и приводят во вращение ее ротор. Отработавшие газы через выпускной патрубок П выпускается в атмосферу. Цикл замыкается условным изобарным процессом (линия 4-1 , рис. 11).

### Пример расчета №1

Для идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при  $v = \text{const}$  определить параметры в характерных точках,

полученную работу, термический к.п.д., количество подведенной и отведенной теплоты, если дано:  $p_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 20$  °С,  $\varepsilon = 3,6$ ;  $\lambda = 3,33$ ;  $k = 1,4$ .

Рабочее тело – воздух. Теплоемкость принять постоянной.

Решение:

Расчет ведем для 1 кг воздуха.

Точка 1.

$$p_1 = 0,1 \text{ МПа}, t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Удельный объем определяем из уравнения состояния:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{287 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Точка 2.

Так как степень сжатия

$$\varepsilon = v_1/v_2 = 3,6,$$

то

$$v_2 = v_1/\varepsilon = 0,84/3,6 = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура в конце адиабатного сжатия определится из соотношения

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

$$T_2 = 293 \cdot 3,6^{0,4} = 480 \text{ }^\circ\text{К}$$

$$t_2 = 216 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Давление в конце адиабатного сжатия

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2},$$

$$P_2 = \frac{287 \cdot 489}{0,233 \cdot 10^6} = 0,6 \text{ МПа}.$$

Точка 3.

Удельный объем  $v_3 = v_2 = 0,233$  м<sup>3</sup>/кг.

Из состояния параметров в изохорном процессе (линия 2-3) получаем

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda = 3,33$$

Следовательно,

$$P_3 = P_2 \lambda = 0,6 * 3,33 = 2 \text{ МПа};$$
$$T_3 = T_2 \lambda = 489 * 3,33 = 1628 \text{ }^{\circ}\text{К} = 1355 \text{ }^{\circ}\text{С}.$$

Точка 4

Удельный объем  $v_4 = v_1 = 0,84$  м<sup>3</sup>/кг.

Температура в конце адиабатного расширения

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \frac{v_2^{k-1}}{v_1} = 1628 \frac{1}{3,6^{0,4}} = 0,33 \text{ МПа}.$$

Количество подведенной теплоты

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

$$q_1 = \frac{20,93}{28,96} (1628 - 489) = 825 \text{ кДж/кг}$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

$$q_2 = \frac{20,93}{28,96} (976 - 293) = 495 \text{ кДж/кг}$$

Термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = \frac{825 - 495}{825} = 0,4 = 40\%$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2$$

$$l_0 = 825 - 495 = 330 \text{ кДж/кг}$$

## Пример расчета №2

Для идеального цикла газовой турбины с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  (см. рис.9) найти параметры в характерных точках, полезную работу, термический к.п.д., количество подведенной и отведенной теплоты, если дано:  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon = 12,7$ ;  $\kappa = 1,4$ .

Рабочее тело - воздух. Теплоемкость принять постоянной.

Решение :

*Точка 1.*

$$p_1 = 0,1 \text{ МПа}, t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Удельный объем определяем из уравнения состояния:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$v_1 = \frac{287 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$$

*Точка 2.*

Так как степень сжатия

$$\varepsilon = v_1/v_2 = 12,7,$$

то

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,84 / 12,7 = 0,0661 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура в конце адиабатного сжатия определится из соотношения

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa - 1},$$

$$T_2 = 293 \cdot 12,7^{0,4} = 809 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_2 = 536 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Давление в конце адиабатного сжатия

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2},$$

$$P_2 = \frac{287 \cdot 809}{0,0661 \cdot 10^6} = 3,51 \text{ МПа.}$$

*Точка 3.*

Удельный объем  $v_3 = v_2 = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Из состояния параметров в изобарном процессе (линия 2-3) получаем

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} = \rho = 2$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} v_3 &= v_2 \rho = 0,0661 \cdot 2 = 0,1322 \text{ МПа}; \\ T_3 &= T_2 \rho = 809 \cdot 2 = 1618 \text{ }^0\text{К} = 1345 \text{ }^0\text{С}. \\ p_3 &= p_2 = 3,51 \text{ МПа} \end{aligned}$$

*Точка 4*

Удельный объем  $v_4 = v_1 = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Давление в конце адиабатного расширения

$$\begin{aligned} \frac{P_3}{P_4} &= \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^k = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \left(\frac{0,84}{0,1322}\right)^{1,4} = 13,3; \\ P_4 &= 3,51/13,3 = 0,264 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Температуру в конце адиабатного расширения определяем из соотношения параметров в изохорном процессе (линия 4 – 1):

$$T_4 = T_1 \frac{P_4}{P_1} = 293 \frac{0,264}{0,1} = 773 \text{ К}$$

Количество подведенной теплоты

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

$$q_1 = \frac{20,93}{28,96} (1345 - 536) = 818 \text{ кДж/кг}$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

$$q_2 = \frac{20,93}{28,96} (500 - 20) = 347 \text{ кДж/кг}$$

Термический к.п.д. цикла

$$\eta_t = \frac{818-347}{818} = 0,576 = 57,6\%$$

Работа цикла

$$l_0 = q_1 - q_2$$

$$l_0 = 818 - 347 = 471 \text{ кДж/кг}$$

### Практическая работа № 9

#### Тема: Расчет термодинамических циклов теплосиловых установок

**Уметь:** выполнять теплотехнические расчеты термодинамических циклов теплосиловых установок, расходов топлива, теплоты и пара на выработку энергии, к.п.д теплосиловых двигателей и теплосиловых установок.

**Задание № 1.** В паросиловой установке параметры начального состояния пара  $P_1$ , МПа и  $t_1$ , °С. Давление в конденсаторе  $P_2$ , МПа. Определить располагаемый теплоперепад, теплоту парообразования, термический к.п.д. Изобразить данный цикл в  $hs$  диаграмме.

Данные принять из таблицы №1.

Таблица №1- К задаче №1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_1$ , МПа	2	3	5	7	10	4	6	8
$t_1$ , °С	300	350	360	370	390	400	500	520
$P_2$ , МПа	0,05	0,05	0,05	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02

**Задание №2.** Начальное состояние пара  $x_1$  и  $P_1$ , МПа. Пар осушается и поступает в пароперегреватель, где нагревается до температуры  $t_2$ , затем поступает в турбину, откуда выходит влажным при  $x_3$ . Определить располагаемый теплоперепад, теплоту парообразования, термический к.п.д. Изобразить данный цикл в  $hs$  диаграмме.

Данные принять из таблицы №2.

Таблица №2- К задаче №2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
$x_1$	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97
$P_1$ , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5
$t_2$ , °С	300	320	340	360	380	400	420	450
$x_3$	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,9	0,92

**Задание №3.** В паросиловой установке, работающей при начальных параметрах  $P_1$ , МПа,  $t_1$ , °С и  $P_2 = 0,004$  МПа введен вторичный перегрев пара при  $P'$ , МПа до начальной температуры  $t_1$ , °С. Сравнить термический к.п.д. без перегрева и с вторичным перегревом. Изобразить данные циклы в  $h-s$  диаграмме.

Таблица №3- К задаче №3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_1$ , МПа	11	10	9	8	7	6	5	4
$t_1$ , °С	500	480	460	450	430	420	400	380
$P'$ , МПа	1,5	1,5	2	2	2	1,5	1,6	1,6

### Вопросы для самопроверки:

1. Основное отличие цикла Ренкина от цикла Карно.
2. Куда подается пар, который выходит из пароперегревателя?
3. Зачем устанавливают паровую турбину?
4. Какой термодинамический процесс происходит в турбине?
5. Какие существуют способы повышения к.п.д. в ПСУ?

## Практическое занятие № 10

**Тема:** Решение задач по теме “Теплоотдача”.

**Цель работы:** научиться определять коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  при различных условиях с помощью компьютера.

### Основные понятия

*Конвекцией* называют процесс переноса теплоты при перемещении макрочастиц (газа или жидкости). Поэтому конвекция возможна лишь в среде, частицы которой могут легко перемещаться.

*Конвективным* называют теплообмен, обусловленный совместным действием конвективного и молекулярного переноса теплоты. Другими словами, конвективный теплообмен осуществляется одновременно двумя способами: конвекцией и теплопроводностью.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью, которая отделяет ее от другой среды (твердого тела, жидкости или газа) называют теплоотдачей.

Главной задачей теории конвективной теплоотдачи является определение теплового потока  $\Phi$ , который проходит через поверхность твердого тела, омываемого потоком. Результирующий поток теплоты всегда направлен в сторону уменьшения температуры. При практических расчетах теплоотдачи пользуются законом Ньютона:

$$Q = \alpha A (t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}), \quad (1)$$

т. е. тепловой поток  $Q$  от жидкости к стенке или от стенки к жидкости пропорционален площади  $A$  поверхности, участвующей в теплообмене, и температурному напору

$$(t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}),$$

где  $t_{\text{ст}}$  - температура поверхности стенки,

$t_{\text{ж}}$  — температура среды, омывающей поверхность стенки.

Коэффициент пропорциональности  $\alpha$ , учитывающий конкретные условия теплообмена между жидкостью и поверхностью тела, называют *коэффициентом теплоотдачи*.

Приняв в формуле (1)  $A = 1 \text{ м}^2$ , получим плотность теплового потока в ваттах на квадратный метр:

$$q = \alpha (t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}) \quad (2)$$

Величину  $1 / \alpha$ , обратную коэффициенту теплоотдачи, называют *термическим сопротивлением теплоотдачи*. Решив уравнение (2) относительно коэффициента теплоотдачи, получим

$$\alpha = q / (t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}). \quad (3)$$

Из равенства (3) следует, что коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  есть плотность теплового потока  $q$ , отнесенная к разности температур поверхности тела и окружающей среды. Единица коэффициента теплоотдачи Вт/ ( $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ) или ( $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ). При температурном напоре, равном  $1^\circ$  ( $t_{\text{ж}} - t_{\text{с}} = 1^\circ$ ), коэффициент теплоотдачи численно равен плотности теплового потока  $\alpha = q$ .

Теплоотдача является достаточно сложным процессом, и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит от многих факторов, основными из которых являются: а) причина возникновения течения жидкости; б) режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный); в) физические свойства жидкости; г) форма и размеры теплоотдающей поверхности.

По причине возникновения движение жидкости бывает свободным и вынужденным.

Свободное (тепловое) движение возникает в неравномерно прогретой среде, точнее в жидкости, где имеются области с направленным вниз градиентом температуры.

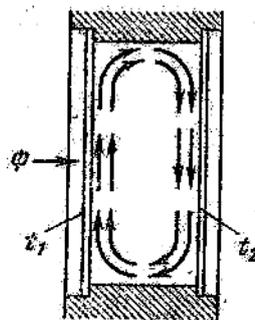


Рисунок 1 - Циркуляция воздуха внутри оконной рамы

В этом случае некоторые слои жидкости имеют более высокие температуры, чем слои, находящиеся над ними и поэтому вследствие теплового расширения возникает разность плотностей, что приводит к всплыванию менее плотных элементов жидкости. Возникающее таким образом свободное движение называют *естественной* или *тепловой конвекцией*. Так, например, теплообмен между внутренним и внешним стеклами оконной рамы осуществляется естественной конвекцией (при условии, что расстояние между стеклами достаточно для циркуляции воздуха). Если температура внутреннего стекла (рис. 1)  $t_1$ , а внешнего  $t_2$  и при этом  $t_1 > t_2$ , то конвективный теплообмен внутри рамы протекает по следующей схеме: частицы воздуха, соприкасаясь с более нагретой поверхностью внутреннего стекла, нагреваются. Их плотность уменьшается и, таким образом, тепловые частицы поднимаются вверх, оттесняя вправо и вниз более холодные, а значит, и более плотные частицы воздуха. В то же время нагретые частицы, отдав тепло правому (наружному) стеклу, снова станут более плотными и опустятся вниз. Так, благодаря разным плотностям воздуха между стеклами оконной рамы создается циркуляция его, как показано стрелками на рис. 1.

*Вынужденное движение* жидкости обусловлено действием посторонних возбудителей: вентиляторов, насосов и т. п. С их помощью можно создавать большие скорости движения среды или изменять их в широких пределах и тем самым регулировать интенсивность теплообмена. При этом движение жидкости может быть ламинарным или турбулентным.

При *ламинарном* течении частицы жидкости движутся не перемешиваясь. При этом перенос теплоты по нормали к направлению течения осуществляется в основном путем теплопроводности. Ввиду того что теплопроводность жидкости (за исключением жидких металлов) весьма мала, интенсивность теплообмена при ламинарном течении невелика.

При *турбулентном* течении теплота внутри потока распространяется как теплопроводностью, так и перемешиванием почти всей массы жидкости, за исключением вязкого подслоя, где молекулярный перенос теплоты преобладает над турбулентным. Поэтому теплообмен при турбулентном течении отличается большей интенсивностью, чем при ламинарном.

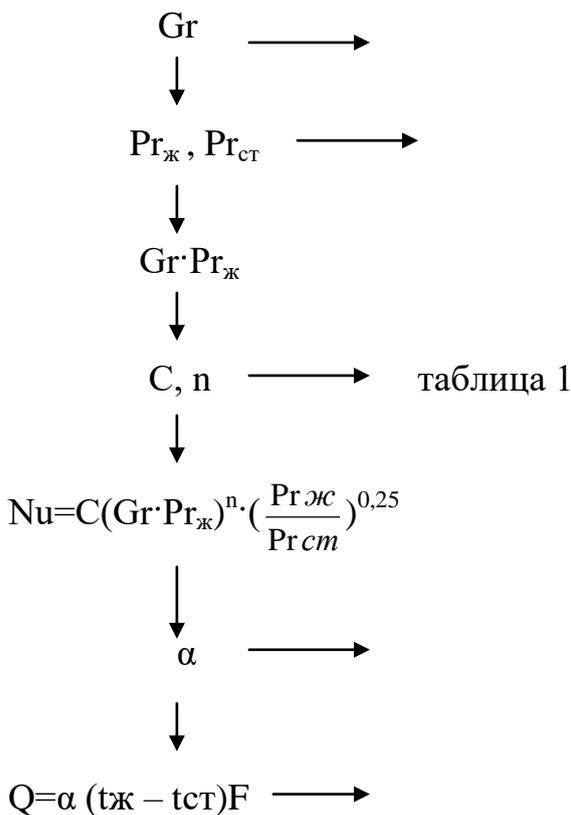
Основными физическими свойствами теплоносителей являются теплопроводность  $\lambda$ , удельная теплоемкость  $c$ , плотность  $\rho$ , коэффициент

температуропроводности  $\alpha = \lambda / \rho c$  и коэффициент вязкости  $\mu$ . Для каждого вещества эти параметры имеют определенные значения и, как правило, являются функциями температуры, а некоторые из них и давления. Это очень осложняет изучение конвективной теплоотдачи.

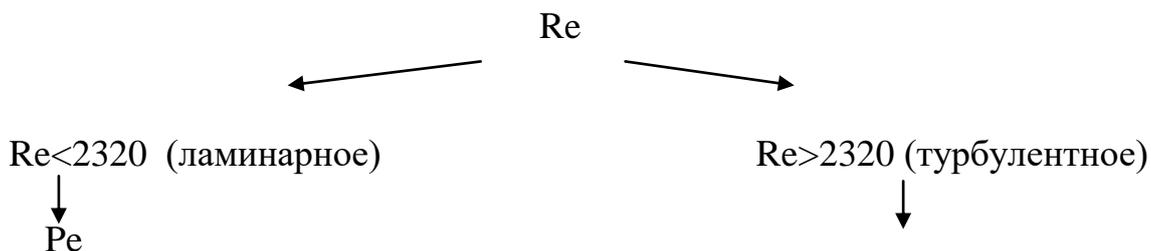
Формы и размеры теплоотдающей поверхности существенно влияют на теплоотдачу. Из любых простых форм тела (трубы, плиты и т. п.) можно составить большое количество теплоотдающих поверхностей. Каждая поверхность от простой до самой сложной создает свои специфические условия движения теплоносителя и теплоотдачи.

## Расчет теплоотдачи

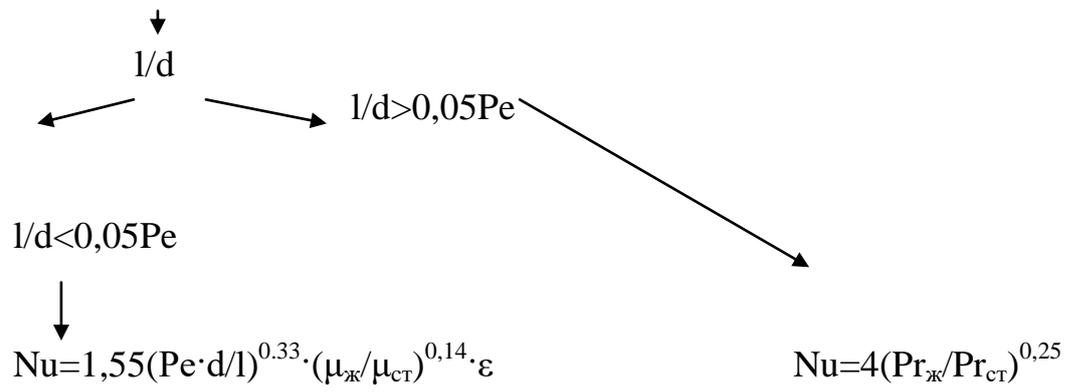
### I. Свободное движение



### II. Вынужденное движение



$$Nu = 0,21 Re^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \epsilon$$



### III. Теплоотдача при обтекании одиночной трубы и пучка труб

#### а) одиночная труба

$$\begin{array}{c}
 \text{Re} \\
 \downarrow \\
 \text{Pr}_{\text{ж}}, \text{Pr}_{\text{ст}} \\
 \downarrow \\
 \text{C, m, n} \quad \rightarrow \text{таблица 2} \\
 \downarrow \\
 \text{Nu} = \text{C} \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^n (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}
 \end{array}$$

#### б) пучок труб

шахматный

коридорный

$s_1$  – поперечный шаг;

$s_2$  – продольный шаг;

$$\text{C}=0,41; \text{m}=0,6;$$

При  $s_1/s_2 < 2$  имеем:  $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$ ;

При  $s_1/s_2 \geq 2$  имеем:  $\varepsilon_s = 1,12$

$$\text{C}=0,26; \text{m}=0,65;$$

$$\varepsilon_s = (s_2/d)^{-0,15}$$

для III и последующих рядов

$$\text{Nu} = \text{C} \cdot \text{Re}^m \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_s \rightarrow \alpha_{\text{III}} \rightarrow$$

→ Для I и II ряда  $\alpha$  определяем с помощью таблицы 3

$$\alpha_{\text{II}} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$



Таблица 1- Коэффициент С и показатель степени n при свободном движении

Расположение поверхности	Gr·Pr	С	n
Вертикальная поверхность	$10^3 - 10^9$	0,75	0,25
Вертикальная поверхность	$>10^9$	0,15	1/3
Горизонтальная поверхность	$10^3 - 10^9$	0,5	0,25

Таблица 2 - Значения коэффициента С и показатели степени m и n при поперечном обтекании одиночной трубы

Re	С	m	n
$5 - 10^3$	0,5	0,5	0,38
$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6	0,38
$3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,023	0,8	0,37

Таблица 3 - Изменение относительного значения  $\alpha$  по рядам

Пучок	I ряд	II ряд	III ряд	IV ряд	V ряд и т.д.
Шахматный	0,6	0,7	1,0	1,0	1,0
Коридорный	0,6	0,9	1,0	1,0	1,0

## Пример расчета

**Задание 1.** Коридорный пучок труб с наружным диаметром  $d=60\text{мм}$  обтекается потоком воздуха со средней температурой  $t_{ж}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Поперечный шаг равен продольному:  $s_1=s_2=4d$ . Количество труб вдоль потока  $z=30$ , поперек потока  $n=15$ , длина трубы  $l=2\text{м}$ . Температура стенки трубы  $t_{ст}=200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Воздух движется со скоростью  $w=11\text{м/с}$ .

### Решение:

1. Для температуры среды  $t_{ж}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в которой происходит теплоотдача (для воздуха), определяем параметры по таблице:

$\lambda=3,13 \cdot 10^{-2}\text{Вт/м }^{\circ}\text{C}$ ;  $\nu=22,1 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\text{Pr}_{ж}=0,69$ . Для температуры стенки  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\text{Pr}_{ст}=0,68$ .

2. Число Рейнольдса

$$\text{Re}=wd/\nu=11 \cdot 60 \cdot 10^{-3}/22,1 \cdot 10^{-6}=29864=3 \cdot 10^4$$

3. Теплоотдача третьего и последующих рядов

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}_{ж}^{0,33} (\text{Pr}_{ж}/\text{Pr}_{ст})^{0,25} \varepsilon_s,$$

где: для коридорного пучка  $C=0,26$ ;  $m=0,65$ ;  $\varepsilon_s=(s_2/d)^{-0,15}=(4d/d)^{-0,15}=0,81$ ;

$$\text{Nu} = 0,26 \cdot (3 \cdot 10^4)^{0,65} \cdot 0,69^{0,33} (0,69/0,68) 0,81 = 153,7.$$

4. Коэффициент теплоотдачи для третьего ряда

$$\alpha_{III}=\text{Nu } \lambda/d=153,7 \cdot 3,13 \cdot 10^{-2}/60 \cdot 10^{-3}=80,2\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

5. Коэффициент теплоотдачи (при коридорном расположении пучка) для I ряда

$$\alpha_I = 0,6 \cdot \alpha_{III} = 0,6 \cdot 80,2 = 48,12 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

для II ряда

$$\alpha_{II} = 0,9 \cdot \alpha_{III} = 0,9 \cdot 80,2 = 72,18 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

6. Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка труб

$$\alpha_{п} = \frac{\alpha_1 \cdot F_1 + \alpha_2 \cdot F_2 + \dots + \alpha_n \cdot F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n},$$

где  $F_1=\pi d l n=3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 15=5,7\text{ м}^2$  – площадь поверхности первого и последующих рядов;

$$\alpha_{п} = \frac{48,12 \cdot 5,7 + 72,18 \cdot 5,7 + 80,2 \cdot 5,7 \cdot 28}{5,7 \cdot 30} = 78,86 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

7. Тепловой поток от поверхности труб пучка к воздуху

$$Q = \alpha_{п} (t_{ст} - t_{ж}) \pi \cdot d \cdot l \cdot n \cdot z = 78,86 (200 - 90) 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 15 \cdot 30 = 1471 \text{кВт}.$$

## Индивидуальные задания:

### Вариант № 1

1. Указать какой из комплексов

a)  $\frac{W\lambda}{v}$ ; б)  $\frac{g\lambda^3 \Delta t \beta}{v^2}$ ; в)  $\frac{\alpha\lambda}{\lambda}$ ; г)  $\frac{\mu g C_p}{\lambda}$ ; д)  $Re \cdot Pr$ .

называется критерием:

1. Прандтля.
2. Рейнольдса.
3. Пекле.
4. Грасгофа.
5. Нуссельта.

2.  $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^\circ\text{К}$  - что это означает?

3. Горизонтальная труба с наружным диаметром  $d = 80 \text{ мм}$  обтекается восходящим потоком воздуха. Температура трубы  $t_{\text{ст}} = 200^\circ\text{С}$  по поверхности не изменяется. Температура воздуха 1Ж -  $30^\circ\text{С}$ . Длина трубы  $\ell = 0,5 \text{ м}$ . Определить конвективный тепловой поток  $Q$  от трубы к воздуху.

4. Решить задачу 3 при условии, что труба обтекается нисходящим потоком воздуха со скоростью  $5 \text{ м/с}$ .

### Вариант № 2

1. Доказать, что критерии  $Re$  и  $Pr$  - безмерные величины.

2. Какой критерий необходимо знать для определения коэффициента теплоотдачи? Запиши формулу, объясни величины, входящие в формулу.

3. Пластина обтекается поперечной водой ( $t_{\text{ж}} = 20^\circ\text{С}$ ). Температура пластины  $t_{\text{ст}} = 80^\circ\text{С}$ . Длина пластины  $\ell = 2 \text{ м}$ , ширина  $0,5 \text{ м}$ . Определить средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от пластины к воде.

4. Решить задачу 3 при условии, если вода будет двигаться со скоростью  $3 \text{ м/с}$ .

### Вариант № 3

1. Доказать, что критерии  $Gr$  и  $Re$  - безмерные величины.

2. С определения какого критерия необходимо начинать решение задач при вынужденном движении жидкости? Запиши формулу.

3. Определить тепловые потери конвекции от стены сушильной камеры, расположенной внутри сушильного цеха. Средняя температура поверхности стены  $t_{СТ} = 300^{\circ}\text{C}$ , температура воздуха в цехе  $t_{ж} = 20^{\circ}\text{C}$ . Высота стены  $h = 2$  м, ширина  $b = 6$  м.

4. Определить средний коэффициент теплоотдачи к воздуху при поперечном обтекании труб в воздухоподогревателе. Расположение труб в пучке шахматное с поперечным шагом  $S_1 = 1,5d$  и продольным шагом  $S_2 = 2d$ . Наружный диаметр труб  $b = 25$  мм. Скорость воздуха  $W = 18$  м/с.  $t_{ж} = 120^{\circ}\text{C}$ .  $t_{СТ} = 290^{\circ}\text{C}$ . Число рядов  $n = 10$ .

#### Вариант № 4

1. В формуле для определения критерия  $N_p$  есть  $R_{гж}$  и  $R_{гСТ}$ . Чем они отличаются друг от друга?

2. С определения каких критериев необходимо начинать решение задач при свободном движении жидкости? Запиши формулу, объясни величины входящие в формулу.

3. Определить тепловой поток от вертикальной и изотермической пластины высотой  $h = 3,5$  м и шириной 1 м, находящейся в неподвижной воде с температурой  $t_{ж} = 30^{\circ}\text{C}$ . Температура пластины  $t_{СТ} = 100^{\circ}\text{C}$ .

4. Определить коэффициент теплоотдачи при движении трансформаторного масла в трубках горизонтального маслоохладителя. Скорость движения масла  $W = 0,5$  м/с. Количество труб, по которым движется масло,  $n = 5$ . Внутренний диаметр труб  $d = 10$  мм,  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{СТ} = 20^{\circ}\text{C}$  ( $l > 50d$ ).

#### Вопросы для самопроверки:

1. Что называется теплоотдачей, конвекцией?
2. В какой критерий входит коэффициент теплоотдачи?
3. С какого критерия начинается расчет теплоотдачи при свободном движении жидкости?
4. С какого критерия начинается расчет теплоотдачи при вынужденном движении жидкости?
5. Какие существуют режимы движения теплоносителей?

## Практическое занятие № 11

**Тема:** Решение задач по теме «Теплопередача»

**Цель работы:** Научиться определять коэффициент теплопередачи при различных режимах

### Теоретическое введение

**Теплопередача через плоскую стенку.** Теплопередачей называют теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку. Процесс теплопередачи является комплексным и включает в себя процесс теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности твердой стенки, процесс теплопроводности через твердую стенку и процесс теплоотдачи от поверхности твердой стенки к холодному теплоносителю.

Теплоотдачей называется теплообмен между жидкостью и соприкасающейся с ней поверхностью твердой стенки.. Это явление весьма сложно и будет подробно рассматриваться в главе посвященной конвективному теплообмену. В процессах, которые разбираются в настоящей главе, считается, что все данные, связанные с теплоотдачей и необходимые для расчета теплопередачи, заданы в условии задачи. Здесь имеются в виду две величины: температура жидкости и коэффициент теплоотдачи.

Температура жидкости  $t_{ж}$  – это осредненная по объему температура жидкой среды (капельной жидкости или газа), взятая на таком удалении от стенки, где тепловое влияние последней не сказывается. Пусть, например, имеется сосуд с нагретой жидкостью; жидкость неподвижна и температурное поле в ней однородно. Вокруг сосуда находится воздух с более низкой температурой и жидкость в сосуде в связи с этим охлаждается; при этом, в частности, происходит процесс теплоотдачи от жидкости в сосуде с внутренней поверхности его стенки. Если на эту поверхность поместить измеритель температуры (например, термомпару), то она измерит температуру стенки  $t_c$ . Будем передвигать измеритель от стенки в объем жидкости; при этом он будет фиксировать возрастающую температуру  $t > t_c$  до тех пор, пока не исчезнет тепловое влияние холодной стенки. При дальнейшем передвижении измерителя установится постоянное значение температуры, которое и принимается за температуру жидкости  $t_{ж}$ .

Плотность теплового потока в процессе теплоотдачи определяется

законом Ньютона – Рихмана, согласно которому величина  $q$  пропорциональна разности между температурой жидкости и температурой стенки:

$$q = \alpha (t_{ж} - t_c). \quad (1)$$

Коэффициентом пропорциональности в этом выражении служит

коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ . Коэффициент теплоотдачи - это основная количественная характеристика интенсивности переноса теплоты от жидкости (или от поверхности стенки к жидкости). Коэффициент теплоотдачи зависит от целого ряда факторов, связанных в основном с процессом движения жидкости и ее физическими свойствами; влияние этих факторов на процесс теплоотдачи и на коэффициент теплоотдачи подробно рассматривается в главе. Коэффициент теплоотдачи численно равен количеству теплоты, переносимому в единицу времени через единицу поверхности стенки при разности температур между жидкостью и поверхностью стенки, равной 1 К.

Размерность коэффициента теплоотдачи определяется выражением (1):

$$[\alpha] = \frac{[q]}{[(t_{ж} - t_c)]} = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассмотрим процесс теплопередачи через твердую стенку, удовлетворяющую условиям, перечисленным выше (рис. 1).

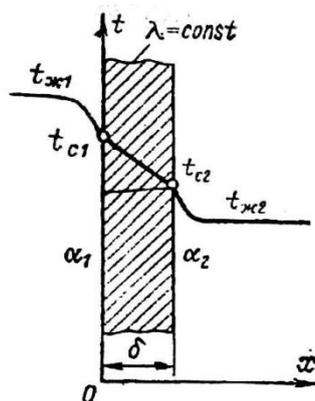


Рисунок 1 - Теплопередача через плоскую стенку

Слева от стенки находится горячий теплоноситель, для которого заданы температура  $t_{ж1}$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ , который не меняется вдоль поверхности. Справа от стенки имеется холодный теплоноситель с температурой  $t_{ж2}$ , коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости  $\alpha_2$ .

Согласно закону сохранения энергии при стационарном режиме плотность теплового потока в рассматриваемой плоской стенке не изменяется вдоль  $x$ : к единице левой поверхности стенки от нагретой жидкости за счет теплоотдачи в единицу времени поступает количество теплоты  $q$ , это же количество теплоты проходит в единицу времени через единицу любой изотермической поверхности и, наконец, то же количество теплоты отдается от единицы правой поверхности стенки к холодной жидкости в единицу времени. В связи с этим справедливы соотношения

$$q = \alpha_1(t_{ж1} - t_{c1});$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \alpha_2(t_{c1} - t_{ж2});$$

Разделим первое и третье соотношения на  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а второе – на  $\lambda / \delta$  и сложим все три полученных выражения. Тогда имеем следующую формулу для плотности теплового потока:

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2)$$

Величина

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

(3)

называется коэффициентом теплопередачи.

*Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность теплопередачи и численно равен плотности теплового потока при разности температур теплоносителей 1 К.* Измеряется коэффициент теплопередачи в тех же единицах, что и коэффициент теплоотдачи, - в Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется полным

термическим сопротивлением теплопередачи: она представляет собой сумму термических сопротивлений

теплоотдачи  $1 / \alpha_1$  и  $1 / \alpha_2$  и термического сопротивления теплопроводности  $\delta / \lambda$ :

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

В соответствии со сказанным термическое сопротивление многослойной плоской стенки в процессе теплопередачи равно:

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i / \lambda_i + \frac{1}{\alpha_2},$$

а коэффициент теплопередачи

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

Тепловой поток  $Q$ , Вт, через твердую стенку с площадью поверхности  $F$ , м<sup>2</sup>,  
равен:

$$Q = k(t_{ж1} - t_{ж2})F. \quad (4)$$

Температуры на внешних поверхностях стенки и на границе двух любых слоев в многослойной стенке определяются по формулам:

$$t_{c1} = t_{ж1} - q \frac{1}{\alpha_1};$$

$$t_{c2} = t_{ж1} - q \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \right);$$

$$t_{c(n+1)} = t_{ж1} - q \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right);$$

**Пример расчета.** Кирпичная стена помещения толщиной в два кирпича

( $\delta=510$  мм) с коэффициентом теплопроводности  $\lambda=0,8$  Вт/(м·К) с внутренней поверхности соприкасается с воздухом, имеющим температуру  $t_{ж1} = 18^\circ\text{C}$ , коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности стенки  $\alpha_1 = 7,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); температура наружного воздуха  $t_{ж2} = -30^\circ\text{C}$ , коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стены, обдуваемой ветром,  $\alpha_2 = 20$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Определить плотность  $q$  теплового потока, уходящего из помещения, а также температуры на поверхности стены  $t_{c1}$  и  $t_{c2}$ .

Решение:

Коэффициент теплоотдачи равен

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7.5} + \frac{0.51}{0.8} + \frac{1}{20}} = 1.22 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Плотность теплового потока равна

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}) = 1,22[18 - (-30)] = 58.6 \text{ Вт/м}^2$$

Температуры на поверхности стенки равны:  
внутренняя поверхность

$$t_{c1} = t_{ж1} - q \frac{1}{\alpha_1} = 18 - 58.6 \frac{1}{7.5} = 10.2^\circ\text{C};$$

наружная поверхность

$$t_{c1} = t_{жк1} - q \left( \frac{1}{7.5} + \frac{0.51}{0.8} \right) = -27.1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Для уменьшения тепловых потерь из помещения стена покрыта снаружи слоем тепловой изоляции толщиной  $\delta_{из} = 0,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Определить плотность теплового потока через изолированную стенку.

Решение:

Коэффициент теплопередачи равен

$$k' = 1 / \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta}{\delta_{из}} + \frac{1}{\alpha_2} = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$= 1 / \frac{1}{7,5} + \frac{0,51}{0,8} + \frac{0,05}{0,08} + \frac{1}{20} + 0,692$$

Плотность теплового потока равна

$$q' = k' (t_{жк1} - t_{жк2}) = 0.692 [18 - (-30)] = 33.2 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Таким образом, в результате использования теплоизоляции потери теплоты существенно уменьшились на

$$\frac{58.6 - 33.2}{58.6} \cdot 100 = 43.4\%.$$

Вопросы для самопроверки:

1. Какие основные способы передачи тепла вы знаете? Дайте определения этим способам.
2. Что называется теплопередачей?
3. В чем заключается физический смысл коэффициента теплопередачи?
4. Что такое термическое сопротивление теплопроводности?
5. Основное уравнение теплопередачи.

## Практическая работа № 12

### Тема: Определение физических свойств жидкостей

Цель работы: научиться определять физические свойства жидкостей.

#### 1. Тренировочные упражнения

##### Задание № 1

Определить физические свойства заданной среды при заданной температуре с помощью таблиц и записать, каков физический смысл каждой величины. Данные принять из таблицы № 1.

Таблица № 1 – Данные к задаче № 1

Вариант	1	2	3	4	5	6
среда	сухой воздух	вода на линии насыщения	водяной пар на линии насыщения	трансформаторное масло	дымовые газы	сухой воздух
температура, °С	54	86	153	48	545	127

##### Задание № 2

Уровень мазута в вертикальном цилиндрическом баке диаметром  $D$ , м за некоторое время понизился на  $\Delta h$ , м. Определить количество израсходованного мазута, если плотность его при температуре окружающей среды  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  равна  $\rho = 990\text{ кг/м}^3$ . Данные принять из таблицы № 2.

Таблица № 2 – Данные к задаче № 2

Вариант	1	2	3	4	5	6
$D$ , м	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0
$\Delta h$ , м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1

##### Задание № 3

По условиям гидравлического испытания водопровода диаметром  $d$ , м и длиной  $l$ , м давление должно быть поднято от атмосферного до  $P$ , МПа. Определить объем воды, который потребуется дополнительно подать в водопровод. Деформацией труб пренебречь. Данные принять из таблицы № 3

Таблица № 3 – Данные к задаче № 3

Вариант	1	2	3	4	5	6
$d$ , мм	219	273	325	377	426	480
$l$ , м	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$P$ , МПа	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

#### Задание № 4

Теплоснабжение района осуществляется по двухтрубному теплопроводу с внутренним диаметром труб  $d_n$ , мм длиной  $l$ , м. Расход подпиточной воды при температуре воды в сети  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$   $V_{п.в.} = 5\text{ м}^3/\text{ч}$ . Расход сетевой воды  $V_c$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Определить расход подпиточной воды, если в течении 1 ч производится равномерное повышение температуры воды в теплообменнике от  $70$  до  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  при неизменном давлении в сети. Данные принять из таблицы № 4

Таблица № 4 – Данные к задаче №4

Вариант	1	2	3	4	5	6
$d_n$ , мм	219	273	325	377	426	480
$l$ , м	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$V_c$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	500	520	540	560	580	600

#### 2. Вопросы для самопроверки:

- 2.1. Какое физическое тело называют жидкостью?
- 2.2. Что называют удельным объемом и плотностью вещества?
- 2.3. Что понимают под понятием *сжимаемость* жидкости?
- 2.4. Чем отличаются друг от друга *кинематический* и *динамический* коэффициент вязкости?
- 2.5. Чему равны растягивающие усилия в жидкости?

### Практическая работа №13

**Тема:** Расчет сил давления на стенки сосудов

Цель работы: научиться рассчитывать силы давления на стенки сосудов и труб, Архимедову силу.

#### Теоретическое введение

В гидростатике изучаются законы равновесия жидкости, находящейся в абсолютном или относительном покое, под действием внешних и внутренних сил, а также условия равновесия тел, погруженным в жидкость.

В общем виде для любой точки покоящейся жидкости

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где  $p$  – абсолютное давление в любой точке жидкости на глубине  $h$ ;

$p_0$  – поверхностное давление, Па;

$\rho gh$  – избыточное давление, созданное весом столба жидкости.

Задача 1. Определить гидростатическое и избыточное давление на дно сосуда, наполненного бензином  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. Сосуд сверху открыт, поэтому давление поверхности атмосферное  $P_{\text{атм}}$ , МПа. Глубина бензина в сосуде  $h$ , м. Данные для решения задачи принять по таблице 1.

Таблица 1- Данные для решения задачи 1.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	750	760	770	780	790	800	810	820
$P_{\text{атм}}$ , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$h$ , м	1.5	1,7	1,8	2	2,2	2,3	2,4	2,5

Задача 2. Определить избыточное давление на дно сосуда, наполненного керосином  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. Сосуд закрыт, давление над свободной поверхностью  $p_0$ , МПа. Глубина керосина в сосуде  $h$ , м. Давление на свободной поверхности атмосферное  $p_{\text{атм}}$ , МПа. Данные для решения задачи принять по таблице 2.

Таблица 2 - Данные для решения задачи 2.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	750	760	770	780	790	800	810	820
$P_{\text{атм}}$ , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$h$ , м	3	3.2	3,4	3,5	3,7	3,9	2,8	2,7
$P_0$ , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19

Задача № 3. Определить силу избыточного давления воды на вертикальную плоскую стенку сосуда, если глубина сосуда  $h$ , м, ширина стенки  $b$ , м. Давление над свободной поверхностью  $P_0$ , МПа, атмосферное  $P_{\text{атм}}$ , МПа. Данные для решения задачи принять по таблице 3.

Таблица 3 - Данные для решения задачи 3.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
h, м	2	3	4	6	5	7	8	9
P <sub>атм</sub> , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
b, м	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
P <sub>0</sub> , МПа	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19

Задача 4. Прямоугольный открытый резервуар предназначен для хранения воды объемом  $V$ , м<sup>3</sup>. Определить силы давления на стенки и дно резервуара, если ширина дна  $a$ , м, длина  $b$ , м. Данные для решения задачи принять по таблице 4.

Таблица 4 - Данные для решения задачи 4

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
a, м	4	5	6	7	8	9	10	11
V, м <sup>3</sup>	10	14	16	18	20	22	24	26
b, м	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

Задача 5. Определить силы давления на стенки и дно цилиндрического закрытого и открытого бака объемом  $V$ , м<sup>3</sup>, высота бака  $h$ , м, бак заполнен водой. Данные для решения задачи принять по таблице 5.

Таблица 5 - Данные для решения задачи 5

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
V, м <sup>3</sup>	100	140	160	180	200	220	240	260
h, м	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

Задача 6. Определить напряжение на разрыв трубопровода диаметром  $d$ , мм, толщина стенки трубопровода  $\delta$ , мм, допустимое напряжение  $[\delta_p]$ , МПа. Данные для решения задачи принять по таблице 6.

Таблица 6 - Данные для решения задачи 6.

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
d, мм	35	45	50	65	76	82	88	92
$\delta$ , мм	6	8	15	13	14	16	18	20

$[\delta_p], \text{МПа}$	4	5	6	7	8	9	10	11
--------------------------	---	---	---	---	---	---	----	----

Вопросы для самопроверки:

1. Что изучает наука гидравлика?
2. Что изучает наука гидростатика?
3. Что изучает гидродинамика?

## Практическая работа № 14

**Тема:** Определение режима движения жидкости

Цель работы: научиться определять режимы движения жидкости с помощью критерия Рейнольдса

### Теоретическое введение

При проведении гидравлического расчёта в первую очередь нужно выяснять: какой режим движения будет наблюдаться у данного потока?

Режимы движения всех потоков (напорных и безнапорных) делятся на два типа (рис. 14):

- 1) ламинарный, то есть спокойный, параллельноструйный, при малых скоростях;
- 2) турбулентный, то есть бурлящий, вихреобразный, с водоворотами, при больших скоростях.

Для выяснения типа режима нужно рассчитать число Рэйнольдса  $Re$  и сравнить его с критическим числом  $Re_{кр}$ .

Число Рэйнольдса  $Re$  — это безразмерный критерий, вычисляемый по формулам:

— для напорных потоков

$$Re = Vd/n , \quad (1)$$

где  $d$  — внутренний диаметр напорного трубопровода;

— для безнапорных потоков

$$Re = VR/n, \quad (2)$$

где  $R$  — гидравлический радиус безнапорного потока, м (см. с. 17).

Критическое число Рэйнольдса  $Re_{кр}$  — это число, при котором наступает смена режима движения.

Для напорных потоков

$$Re_{кр} = 2320.$$

Для безнапорных потоков

$$Re_{кр} \gg 500.$$

Рассмотрим пример с напорной водопроводной трубой, у которой  $d = 20$  мм,  $V = 1$  м/с,  $n = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Для потока в данной трубе число Рэйнольдса составит:

$$Re = 1 \times 0,02 / 10^{-6} = 20000.$$

Число 20000 больше, чем  $Re_{кр} = 2320$  (для напорных потоков) следовательно, режим потока турбулентный. Все дальнейшие гидравлические расчёты должны проводиться по формулам только для этого режима.

### Индивидуальные задания

**Задание № 1.** Определить режим движения воды при состоянии насыщения по трубопроводу, имеющему внутренний диаметр трубопровода  $d$ , мм при объемном расходе  $V$ , м<sup>3</sup>/ч. Температура воды  $t$ , °С.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170
$V$ , м <sup>3</sup> /ч	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
$t$ , °С	110	110	120	120	130	130	140	140	150	150

**Задание № 2.** Определить массовый и объемный расход воды, если режим движения критический. Вода движется по трубе  $d$ , мм. Температура воды  $t$ , °С.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185
$t$ , °С	150	150	140	140	130	130	120	120	110	110

Вопросы для самопроверки:

1. Какой режим называется ламинарным?
2. Какой режим называется турбулентным?
3. Какой режим называется критическим?
4. Что называется истечением?

### Практическое занятие № 15

#### Тема: Расчет гидравлических сопротивлений

**Цель занятия:** научиться определять гидравлические сопротивления на трубопроводах

Ход работы:

подсчитывают для каждого участка заданной схемы прокладки трубопроводов сумму коэффициентов местных сопротивлений, используя схему тепловой сети, данные по расположению задвижек, компенсаторов и других сопротивлений и значения коэффициентов местных сопротивлений принять из приложения 1 и 2. Для каждого участка находят эквивалентную местным сопротивлениям длину при  $\xi = 1$  и рассчитывают эквивалентную длину  $l_э$  для этого участка и заполняют таблицу 1.

Таблица 1 - Расчет эквивалентных длин ( $K_э = 0,0005$  м)

№ участка	d <sub>y</sub> , мм	Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления	Эквивалентная длина l <sub>э</sub> , м

#### Пример расчета:

А – источник тепла ТЭЦ

ВI – промышленное предприятие

СII – рабочий поселок

СIII – микрорайон города

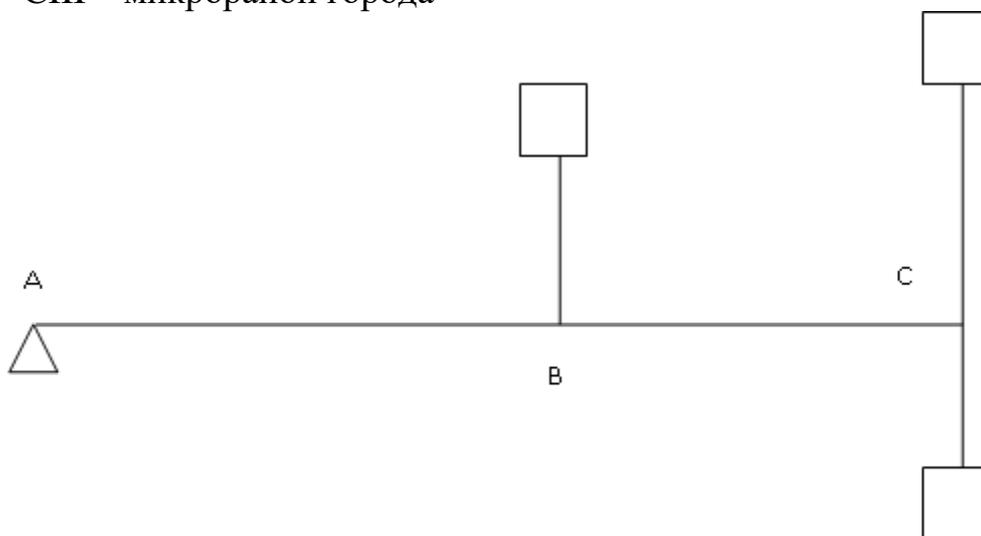


Рисунок 1. Схема расположения трубопровода

Длины участков:

АВ = 2300 м, ВС = 2600 м, ВІ = 2300 м, СІІ = 1400 м, СІІІ = 2500 м

Таблица 2-Расчет эквивалентной длины

№ Учас тка	$d_y$ мм	Местные сопротивления	$\xi$	$L_э$ , м
АВ	700	Задвижка нормальная Сальниковые компенсаторы Тройник на проход	0,5 23·0,3 1 $\sum \xi = 8,4$	326,76
ВС	600	Задвижка нормальная Тройник на проход Сальниковые компенсаторы Тройник на ответвление	0,5 1 26·0,3 $\sum \xi = 10,8$	355,32
ВІ	500	Задвижка нормальная Тройник на ответвление Сальниковые компенсаторы	0,5 1,5 23·0,3 $\sum \xi = 8,9$	235,85
СІІ	450	Задвижка нормальная Тройник на ответвление Сальниковые компенсаторы	0,5 1,5 14·0,3 $\sum \xi = 6,2$	145,08
СІІІ	400	Задвижка нормальная Сальниковые компенсаторы Тройник на проход	0,5 1 25·0,3 $\sum \xi = 54,3$	188,1

При расчете следует принять:

Если диаметр трубы меньше 500 мм, то следует принимать П-образные компенсаторы, если больше - сальниковые

### Приложение 3

Таблица 3 Коэффициенты местных сопротивлений

Местное сопротивление	
Задвижка нормальная	0,5
Вентиль с косым шпинделем	0,5
Вентиль с вертикальным шпинделем	6
Обратный клапан нормальный	7
Обратный клапан «захлопка»	3
Кран проходной	2
Компенсатор сальниковый	0,3
Компенсатор П-образный:	
с гладкими отводами	1,7
с крутоизогнутыми отводами	2,4
со сварными отводами	2,8
Отводы гнутые под углом 90 ° со складками при R/d:	
3	0,8
4	0,5
Отводы сварные одношовные под углом:	
60°	0,7
45°	0,3
30°	0,2
Отводы сварные двухшовные под углом 90 °	0,6
Отводы сварные трехшовные под углом 90 °	0,5
Отводы гнутые под углом 90° гладкие при R/d:	
1	1
3	0,5
4	0,3
Тройник при слиянии потоков:	
проход*	1,5
ответвление	2
Тройник при разделении потока:	
проход*	1
ответвление	1,5
Тройник при потоке:	
расходящемся	2
встречном	3
Грязевик	10

## Приложение 4

Таблица 4 - Значения  $\ell_3$  для труб при  $\xi = 1$

Размеры труб, мм		$\ell_3$ , м при $K_3$ , м		
Условный проход	Произведение наружного диаметра на толщину стенки	0,0002	0,0005	0,001
25	33,5 × 3,2	0,84	0,67	0,56
32	38 × 2,5	1,08	0,85	0,72
40	45 × 2,5	1,37	1,09	0,91
50	57 × 3	1,85	1,47	1,24
70	76 × 3	2,75	2,19	1,84
80	89 × 4	3,3	2,63	2,21
100	108 × 4	4,3	3,42	2,87
125	133 × 4	5,68	4,52	3,8
150	159 × 4,5	7,1	5,7	4,8
175	194 × 5	9,2	7,3	6,2
200	219 × 6	10,7	8,5	7,1
250	273 × 7	14,1	11,2	9,4
300	325 × 8	17,6	14	11,8
350	377 × 9	21,2	16,9	14,2
400	426 × 9	24,9	19,8	16,7
400	426 × 6	25,4	20,2	17
450	480 × 7	29,4	23,4	19,7
500	530 × 8	33,3	26,5	22,2
600	630 × 9	41,4	32,9	27,7
700	720 × 10	48,9	38,9	32,7
800	820 × 10	57,8	46	38,7
900	920 × 11	66,8	53,1	44,7
1000	1020 × 12	76,1	60,5	50,9
1100	1120 × 12	85,7	68,2	57,3
1200	1220 × 14	95,2	75,7	63,7
1400	1420 × 14	115,6	91,9	77,3

## Практическая работа № 16

**Тема:** Порядок гидравлического расчета водопроводов.

**Цель работы:** на примере двухтрубной разветвленной тепловой сети ознакомиться с методикой гидравлического расчета, научиться работать с номограммами расчета трубопроводов.

### I. Теоретическое введение.

В результате гидравлического расчета тепловой сети определяют диаметры всех участков теплопроводов, оборудования и запорно-регулирующей арматуры, а также потери давления теплоносителя на всех элементах сети. По полученным значениям потерь давления рассчитывают напоры, которые должны развивать насосы системы.

#### Расчет ведут в следующем порядке:

1. Сначала рассчитывают основную магистраль. Диаметры подбирают по среднему гидравлическому уклону, принимая удельные потери давления на трение в пределах 60-80 Па/м, что дает решение, близкое к экономически оптимальному. При определении диаметра труб принимают значение  $K_3$ , равное 0,0005 м, и скорость движения теплоносителя не более 3,5 м/с. Подбор диаметров осуществляется по номограммам для гидравлического расчета трубопроводов.
2. После определения диаметров участков тепломагистрали подсчитывают для каждого участка сумму коэффициентов местных сопротивлений, используя схему тепловой сети, данные по расположению задвижек, компенсаторов и др. сопротивлений и значения коэффициентов местных сопротивлений  $\xi$ . Для каждого участка находят эквивалентную местным сопротивлениям длину при  $\sum \xi = 1$  и рассчитывают эквивалентную длину  $\ell_3$  для этого участка. После определения  $\ell_3$  заканчивают расчет тепломагистрали и определяют потери в ней. Исходя из потерь напора подающей и обратной линиях и необходимого располагаемого напора в конце магистрали, который назначают с учетом гидравлической устойчивости системы, определяют необходимый располагаемый напор на вводных коллекторах источника тепла.
3. Рассчитывают ответвления, используя оставшийся напор, при условии, чтобы в конце каждого ответвления сохранялся необходимый располагаемый напор и удельные потери давления на трение не превышали 300 Па/м. Эквивалентные длины и потери напора на участках определяют аналогично для основной магистрали.

### II. Пример расчета

Произвести гидравлический расчет на примере двухтрубной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения. Схема сети показана на рисунке 1.

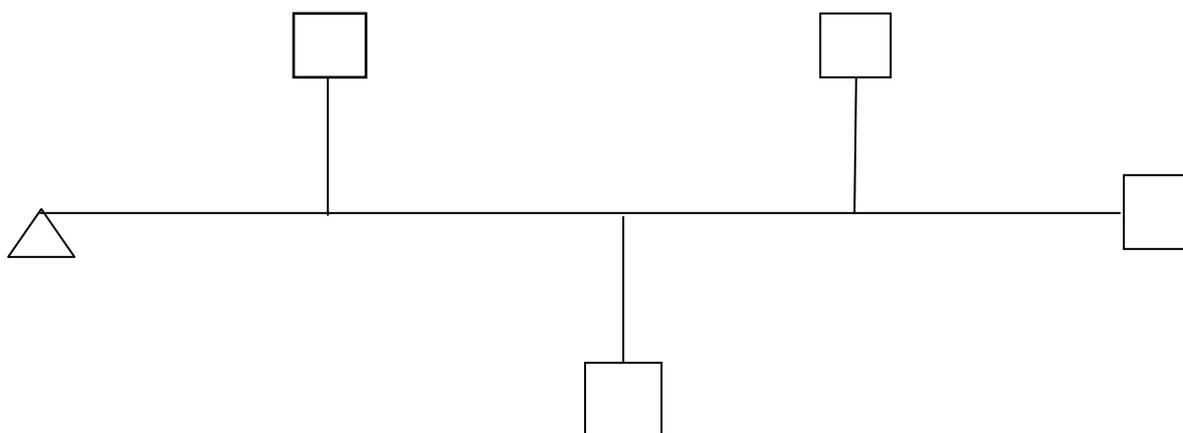


Рисунок 1 - Схема тепловой сети

На схеме указаны длины участков  $\ell$  м, и расходы воды в микрорайонах (МКР)  $G$ , т ч. В начале каждого участка и на всех ответвлениях установлены задвижки. Компенсаторы установлены через 100 м. Длина труб  $d, < 450$  мм приняты П – образные компенсаторы,  $d, > 450$  - сальниковые компенсаторы. Располагаемый напор перед микрорайонами должен быть не менее 20 м.

**Решение:**

1. Рассчитываем основную магистраль. Нумеруя все участки сначала основной магистрали, затем ответвлений от нее.
2. Определяем расчетные расходы воды для всех участков простым суммированием расчетных расходов потребителей, двигаясь от абонентов против движения теплоносителя к источнику теплоснабжения.
3. Полученным расходам и удельным потерям давления 60-80 Па/м по номограммам для гидравлического расчета трубопроводов подбираем диаметры для всех участков, скорости движения воды и удельные потери давления, результаты записываем в таблицу 1.
4. Рассчитываем эквивалентные местным сопротивлениям участков длины. Местные сопротивления принимаем по схеме, а значения их коэффициентов – по таблице коэффициентов местных сопротивлений. Эквивалентную местному сопротивлению длину при  $\sum \xi = 1$  для каждого участка находим по таблице. Значения  $\ell$  для труб при  $\sum \xi = 1$  при  $k_3 = 0,0005$  м в зависимости от диаметра. Весь расчет эквивалентных местным сопротивлениям длин сводим в табл. 2. Полученные значения записываем в табл. 2. Затем определяем приведенную длину  $\ell_{пр} = \ell + \ell_3$ .
5. Определяем потери давления на участке  $\Delta P_{уч} = \ell_{пр}(\Delta P/\ell)$ , Па.
6. Рассчитываем суммарные потери от источника тепла, давления и напора.

Таблица 1. Гидравлический расчет тепловой сети

№ уч-ка на рис.1	Расход воды		Размеры труб, мм		Длина участка			Скорость движения воды на участке, v/c	Потери давления		Суммарные потери от источника тепла	
	т/ч	кг/с	Условный проход $d_y$	Наружный диаметр х толщина стен, $d_{н,х, S}$	По плану, $\ell$	Эквивалент местным сопротивлениям, $\ell_3$	Приведенная $\ell_{пр} = \ell + \ell_3$		Удельные на трение $\Delta P/\ell$ , Па	На участке, $\Delta P_{уч}$ , Па	Давление, кПа	Напора, м

Основная магистраль

1	820	227,8	400	426 · 9	250	47,5	297,5	1,75	75	22313	22,3
2,27											
2	600	166,7	350	377 · 9	350	45,6	395,6	1,65	77	30461	52,8
5,38											
3	410	114,9	300	325 · 8	300	33,6	333,6	1,45	73	24353	77,2
7,87											
4	200	55,6	250	273 · 7	250	15,7	265,7	1,1	48	12754	90
9,18											

Ответвления от магистрали

5	220	61,1	200	219 · 6	150	22,1	172,1	1,9	200	34420	56,7
5,8											
6	190	52,8	200	219 · 6	150	22,1	172,1	1,7	148	25471	78,3
8											
7	210	58,3	200	219 · 6	100	19,6	119,6	1,75	170	20332	97,5
9,9											

Таблица 2. Расчет эквивалентных длин

Расчет эквивалентных длин ( $k_3 = 0,0005 \text{ м}$ )				
№ уч-ка на рис.1	$d_y$ , мм	Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления	Эквивалентная длина $\ell_3$ , м
1	2	3	4	5

1	400	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3шт) Тройник при разделении потоков	0,5 $0,3 \cdot 3 = 0,9$ $\frac{1}{\Sigma \zeta} = 2,4$	$2,4 \cdot 19,8 = 47,5$
2	350	Задвижка Сальниковые компенсаторы (4шт) Тройник при разделении потоков (проход)	0,5 $0,3 \cdot 4 = 1,2$ $\frac{1}{\Sigma \zeta} = 2,7$	$2,7 \cdot 16,9 = 45,6$
1	2	3	4	5
3	300	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3шт) Тройник при разделении потоков (проход)	0,5 $0,3 \cdot 3 = 0,9$ $\frac{1}{\Sigma \zeta} = 2,4$	$2,4 \cdot 14 = 33,6$
4	250	Задвижка Сальниковые компенсаторы (3шт)	0,5 $0,3 \cdot 2 = 0,6$ $\Sigma \zeta = 1,4$	$1,4 \cdot 11,2 = 15,7$
5	200	Тройник при разделении потоков (ответвление) Задвижка	1,5 0,5	$2,6 \cdot 8,5 = 22,1$

		Сальниковые компенсаторы (2шт)	$\frac{0,3 \cdot 2 = 0,6}{\Sigma \zeta = 2,6}$	
6	200	Тройник при разделении потоков (ответвление)  Задвижка  Сальниковые компенсаторы (2шт)	1,5  0,5  $\frac{0,3 \cdot 2 = 0,6}{\Sigma \zeta = 2,6}$	$2,6 \cdot 8,5 = 22,1$
7	200	Тройник при разделении потоков (ответвление)  Задвижка  Сальниковые компенсаторы (1шт)	1,5  0,5  $\frac{0,3}{\Sigma \zeta = 2,3}$	$2,3 \cdot 8,5 = 19,6$

## Практическая работа № 17

### Тема: Гидравлический расчет паропроводов

#### Теоретическое введение

Задачей гидравлического расчета паропроводов является определение диаметров трубопроводов и потерь давления по участкам, исходя из расчетного расхода пара, располагаемого перепада давления ДР (разности давления пара в начале  $P_n$  и конце  $P_k$  паропровода) с учетом изменения плотности пара и вследствие падения давления и изменения температуры пара  $t$  за счет потерь теплоты в окружающую среду.

Поскольку падение давления и потери теплоты на каждом участке паропровода зависят от его диаметра, который является искомой величиной, то гидравлический расчет состоит из двух этапов: предварительного и окончательного.

В предварительном расчете считают, что потери давления по длине паропровода происходят равномерно. Тогда среднее удельное линейное падение давления находят по [2, форм. (VI. 10)]

$$R_m = \frac{P_n - P_k}{\sum \ell (1 + \alpha_m)}, \quad (5.11)$$

где  $P_n, P_k$  – давление пара в начале паропровода и у потребителя, Па;  
 $\ell$  – длина паропровода, м;  
 $\alpha_m$  – средний коэффициент местных потерь давления.

Для паропровода, состоящего из участков с различными расходами пара,  $\alpha_m$ , определяют:

$$\alpha_m = \frac{\sum \alpha_i \ell_i}{\sum \ell_i}, \quad (5.12)$$

где  $\ell_i$  и  $\alpha_i$  – длина участка и коэффициент местных потерь давления, который ориентировочно определяется по формуле В.Л. Шифринсона [2, форм. (VI.11)]

$$\alpha_i = z \sqrt{G}, \quad (5.13)$$

где  $G$  – расход пара на рассматриваемом участке, т/ч.,  
 $z$  – коэффициент, приписываемый для паровых сетей равным 0,05...0,1.

Ориентировочно падение давления пара на расчетном участке

$$\Delta P_i = R_m \ell_i = \frac{\Delta P}{\sum \ell (1 + \alpha_m)} \ell_i. \quad (5.14)$$

Давление пара в конце расчетного участка

$$P_{ki} = P_{ni} - R_m \ell_i. \quad (5.15)$$

Гидравлический расчет паропроводов производят по средней плотности пара на расчетном участке, которую определяют с учетом падения давления и температуры пара за счет потерь теплоты в окружающую среду.

В предварительном расчете падение температуры перегретого пара на каждые 100 м принимают  $\Delta t = 2,0 \dots 2,5^\circ\text{C}$ .

Температура пара в конце расчетного участка

$$\tau_{\text{к}} = \tau_{\text{н}} - \frac{\Delta t \ell}{100}, \quad (5.16)$$

Средняя температура пара на участке

$$\tau_{\text{м}} = 0,5(\tau_{\text{н}} + \tau_{\text{к}}). \quad (5.17)$$

Диаметр паропровода находят по расчетному расходу пара и величине среднего удельного падения давления  $R_{\text{м}}$  по таблицам или номограммам, составленным при 0,2 мм. При этом плотность пара в таблицах или номограммах  $\rho$ , отличается от  $\rho_{\text{т}}$  на рассматриваемом участке. Поэтому предварительно находят табличные значения средней удельной потери давления [2, форм. (VI.22)]

$$R_{\text{тм}} = \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{к}}}{\sum \ell (1 + \alpha_{\text{м}})} \cdot \frac{\rho_{\text{м}}}{\rho_{\text{т}}}. \quad (5.18)$$

Расчетный расход пара  $G_{\text{р}}$ , согласно [1, п. 5.6] должен определяться с учетом несовпадения максимальных часовых расходов пара отдельными потребителями. При отсутствии суточных графиков расхода пара допускается расчетный расход пара определять с коэффициентом 0,9.

Расход пара, т/ч, отдельными потребителями

$$G_{\text{п}} = \frac{3,6Q}{r}, \quad (5.19)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка потребителя, кВт,  
 $Q = Q_{\text{о max}} + Q_{\text{в max}} + Q_{\text{л max}} + Q_{\text{тех}}$ ;  
 $r$  – теплота парообразования, кДж/кг.

При окончательном расчете находят действительные значения удельных потерь давления и скорости пара

$$R_{\text{д}} = R_{\text{т}} \frac{\rho_{\text{т}}}{\rho_{\text{м}}}, \quad v_{\text{д}} = v_{\text{т}} \frac{\rho_{\text{т}}}{\rho_{\text{м}}}, \quad (5.20)$$

где  $R_{\text{т}}$ ,  $v_{\text{т}}$ ,  $\rho_{\text{т}}$  – табличные значения удельных потерь давления, скорости движения и плотности пара.

Диаметр паропровода должен быть подобран так, чтобы скорость движения пара не превышала значений, указанных в таблице 5.3.

Таблица 5.3

## Максимальные скорости движения пара, м/с

$d_p$ , мм	Перегретый пар	Насыщенный пар
до 200	50	35
более 200	80	60

Зная из предварительного расчета диаметр паропровода, определяют эквивалентную длину местных сопротивлений и действительные потери давления на участках.

Действительная температура перегретого пара в конце расчетного участка

$$\tau_k = \tau_n - \frac{3,6 Q_{\text{тп}}}{cG}, \quad (5.21)$$

где  $Q_{\text{тп}}$  – потери теплоты паропроводов в окружающую среду, кВт;  
 $G$  – расход пара на участке, т/ч;  
 $c$  – удельная теплоемкость пара, кДж/(кг·К), соответствующая среднему давлению пара на участке.

При  $t$  выше температуры насыщения пара, соответствующей давлению конденсации пара не будет. Если при окончательном расчете средняя плотность пара на участке оказалась близкой к  $\rho_t$ , из предварительного расчета, и давление в конце паропровода  $P_k$  приблизительно равно заданному значению, то расчет можно считать законченным. В противном случае необходимо изменить диаметр паропровода и расчет повторить.

Расчет паропроводов насыщенного пара. Согласно [1, п. 5.6] при расчете паропроводов насыщенного пара в суммарном расчетном расходе пара необходимо учитывать дополнительное количество пара для возмещения его конденсации. Тогда расчетный расход пара  $G_d$  на участке паропровода

$$G_d = G_n + 0,5 G_k + \Sigma G_k, \quad (5.22)$$

где  $G_n$  – расход пара на участке без учета возмещения пара на его конденсацию, т/ч;

$G_k$  – расход пара на расчетном участке для возмещения его конденсации за счет потерь теплоты, т/ч;

$\Sigma G_k$  – расход пара на возмещение его конденсации на последующих участках паропровода, т/ч.

Расход пара, кг/ч, для возмещения его конденсации,

$$G_k = \frac{3,6 q \ell (\tau_m - t_e)}{r}, \quad (5.23)$$

где  $q$  – удельная потеря теплоты изолированным паропроводом при разности температур пара и окружающей среды в  $1^\circ\text{C}$ , Вт/(м·К), принимается по таблице [2, прил. 18];

$\ell$  – длина расчетного участка, м;

$\tau_m$  – средняя температура пара на расчетном участке;

$t_e$  – температура окружающей среды,  $^\circ\text{C}$  (при надземной прокладке равна расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, при прокладке в непроходных каналах и тоннелях равна  $40^\circ\text{C}$ , при бесканальной прокладке равна среднегодовой температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода,  $^\circ\text{C}$ );

$r$  – теплота парообразования, кДж/кг, соответствующая среднему давлению пара на расчетном участке.

ПРИМЕР 5.5. Определить диаметр паропровода, схема которого показана на рис. 5.10. Исходные данные: начальное давление пара 0,8 МПа, давление пара у потребителей 0,6 МПа. Паропровод проложен в не-проходном канале, температура воздуха в котором 40°C. Расход пара потребителем, потребителем 15 т/ч.

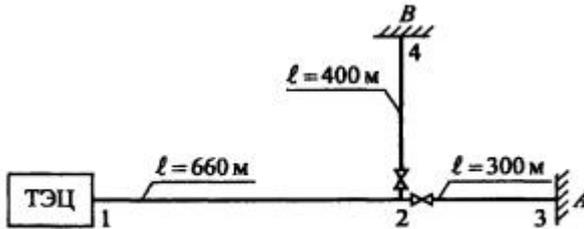


Рис. 5.10. Расчетная схема паропровода

Решение. Предварительный расчет. Расчетное направление трассы паропровода - от ТЭЦ до потребителя А. Длина расчетной магистрали

$$\ell = \ell_{1-2} + \ell_{2-3} = 660 + 300 = 960 \text{ м.}$$

Расход пара на участке 2–3  $G_n = 22$  т/ч, на участке 1–2  $G_n = 37$  т/ч.

Находим коэффициенты местных потерь давления на участках 1–2 и 2–3 по формуле (5.13), принимая  $z = 0,07$ :

$$\alpha_{1-2} = 0,07\sqrt{37} = 0,426,$$

$$\alpha_{2-3} = 0,07\sqrt{22} = 0,328.$$

Средний коэффициент местных потерь давления  $\alpha_m$  определяем по формуле (5.12)

$$\alpha_m = \frac{0,426 \cdot 660 + 0,328 \cdot 300}{660 + 300} = 0,395.$$

Потери давления в сети  $\Delta P = P_n - P_k = 0,8 - 0,6 = 0,2$  МПа.

По [3, табл. III.5] находим плотность и температуру насыщения пара в начале и конце паропровода, а также рассчитываем среднюю плотность пара:

$$\rho_n = 4,085 \text{ кг/м}^3, \tau_n = 169,61^\circ\text{C};$$

$$\rho_k = 3,111 \text{ кг/м}^3, \tau_k = 158,06^\circ\text{C};$$

$$\rho_m = 0,5 \cdot (4,085 + 3,111) = 3,598 \text{ кг/м}^3.$$

Среднее табличное значение удельного падения давления для расчетного направления паропровода при  $\rho = 1,0 \text{ кг/м}^3$  определяем по формуле (5.18)

$$R_{\tau m} = \frac{(0,8 - 0,6) \cdot 10^6}{960 \cdot (1 + 0,395)} \cdot \frac{3,598}{1} = 537,3 \text{ Па/м.}$$

По [2, номограмма VI.4], зная  $R_{\tau m}$  и  $G_n$ , находим диаметры паропровода на участках 1–2, 2–3:

$$d_{1-2} = 325 \times 8 \text{ мм,}$$

$$d_{2-3} = 273 \times 7 \text{ мм.}$$

Ориентировочное падение давления на участке 1-2 определяем по выражению (5.14)

$$\Delta P_{1-2} = \frac{0,2 \cdot 660}{960 \cdot (1 + 0,395)} = 0,099 \text{ МПа.}$$

$$P_{к1-2} = P_{к} - \Delta P_{1-2} = 0,8 - 0,099 = 0,701 \text{ МПа.}$$

Из [3, табл. 1П.5] находим плотность и температуру насыщения пара в конце участка 1-2:

Средняя плотность и температура пара на участке 1-2:

$$\rho_{m1-2} = 0,5 \cdot (4,085 + 3,6) = 3,843 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{m1-2} = 0,5 \cdot (169,61 + 164,17) = 166,89^\circ\text{C.}$$

Конечное давление пара на участке 1-2 является начальным для участка 2-3.

Зная диаметры паропровода, согласно [2, прил. 18], находим удельные потери теплоты на участках 1-2, 2-3:

$$q_{1-2} = 1,34 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}, \quad q_{2-3} = 1,2 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}.$$

По среднему давлению пара на каждом участке [3, табл. ПУ.5] определяем удельную теплоту парообразования г.

$$P_{m1-2} = 0,5 \cdot (0,8 + 0,701) = 0,751 \text{ МПа,}$$

$$r_{m1-2} = 492 \text{ ккал/кг} = 2061,48 \text{ кДж/кг,}$$

$$P_{m2-3} = 0,5 \cdot (0,701 + 0,6) = 0,651 \text{ МПа,}$$

$$r_{m2-3} = 496,555 \text{ ккал/кг} = 2080,54 \text{ кДж/кг.}$$

По формуле (5.23) находим количество пара  $G_{Кi}$  кг/ч, для возмещения его конденсации за счет потерь теплоты в окружающую среду

$$G_{к1-2} = \frac{3,6 \cdot 1,34 \cdot 660 \cdot (166,89 - 40)}{2061,48} = 195,97 \text{ кг/ч,}$$

$$G_{к2-3} = \frac{3,6 \cdot 1,2 \cdot 300 \cdot (161,115 - 40)}{2080,54} = 75,44 \text{ кг/ч.}$$

Конечное давление пара на участке 1-2 является начальным для участка 2-4. Тогда среднее давление пара на участке 2-4

$$P_{m2-4} = 0,5 \cdot (0,701 + 0,6) = 0,651 \text{ МПа.}$$

Средняя плотность и температура пара

$$\rho_{m2-4} = 0,5 \cdot (3,6 + 3,111) = 3,356 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{m2-4} = 0,5 \cdot (164,17 + 158,06) = 161,1^\circ\text{C.}$$

Коэффициент местных потерь давления на участке 2-4

$$\alpha_{2-4} = 0,07 \sqrt{15} = 0,271.$$

Среднее табличное значение удельных потерь давления для участка 2-4 при  $\rho = 1,0 \text{ кг/м}^3$  определяем по формуле (5.18)

$$R_{\text{тм}} = \frac{(0,701 - 0,6) \cdot 10^6}{400 \cdot (1 + 0,271)} \cdot \frac{3,356}{1} = 666,71 \text{ Па/м.}$$

Зная  $R_{\text{тм}}$  и расход пара на участке 2-4, по [2, номограмма VI.4] находим диаметр паропровода  $d_{2-4} = 219 \times 6 \text{ мм}$ .

Удельные потери теплоты паропроводом на участке 2-4 согласно [2, прил. 18]

$$q_{2-4} = 1,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

По формуле (5.23) находим количество пара для возмещения его конденсации на участке 2-4 за счет потерь теплоты в окружающую среду, принимая теплоту парообразования  $2080,54 \text{ кДж/кг}$  [3, табл. III.5] по Лиг-4 =  $0,651 \text{ МПа}$

$$G_{\text{к}2-4} = \frac{3,6 \cdot 1,05 \cdot 400 \cdot (161,1 - 40)}{2080,54} = 88,02 \text{ кг/ч.}$$

Окончательный расчет (участок 1-2). Определяем по формуле (5.22) расчетный расход пара на участке с учетом количества пара, необходимого для его возмещения при конденсации за счет потерь теплоты в окружающую среду

$$G_{d1-2} = 37 + 0,5 \cdot 195,97 \cdot 10^{-3} + (75,44 + 88,02) \cdot 10^{-3} = 37,262 \text{ т/ч.}$$

По [2, номограмма VI.4] уточняем диаметр паропровода и находим действительные значения удельных потерь давления и скорости пара по формулам (5.20) при  $d_{1-2} = 325 \times 8 \text{ мм}$ ,  $R_{\text{т}} = 570 \text{ Па/м}$ ,  $v_{\text{т}} = 140 \text{ м/с}$

$$R_{\text{д}} = \frac{570 \cdot 1}{3,843} = 148,32 \text{ Па/м,}$$

$$v_{\text{д}} = \frac{140 \cdot 1}{3,843} = 36,43 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость движения пара не превышает допустимого максимального значения (см. табл. 5.3).

Зная диаметр паропровода находим расстояние между неподвижными опорами и определяем количество установленных сальниковых компенсаторов - 7 штук.

По [2, прил. 17] определяем эквивалентную сопротивлений на участке

7 сальниковых компенсаторов  $7 \times 5,2 = 36,4$  м;

тройник-проход – 17,4 м;

$\ell_e = 7 \cdot 5,2 + 17,4 = 53,8$  м.

Потери давления на участке

$$\Delta P_{1-2} = R_d(\ell + \ell_e) = 148,32 \cdot (660 + 53,8) = 105870,82 \text{ Па} = 0,1059 \text{ МПа.}$$

Давление пара в конце участка

$$P_{к1-2} = 0,8 - 0,1059 = 0,694 \text{ МПа.}$$

По [3, табл. III.53] находим плотность и температуру пара в конце участка:  $\rho_{к1-2} = 3,6 \text{ кг/м}^3$ ;  $\tau_{к1-2} = 163,8^\circ\text{C}$ .

Средние значения плотности и температуры пара на участке

$$\rho_{м1-2} = 0,5 \cdot (4,085 + 3,571) = 3,828 \text{ кг/м}^3;$$

$$\tau_{м1-2} = 0,5 \cdot (169,61 + 163,8) = 166,7^\circ\text{C}.$$

Полученную среднюю плотность пара  $\rho$ - сопоставляем со значением из предварительного расчета. Как видно, величины близки к результатам предварительного расчета, поэтому пересчета не делаем.

Принимая за начальное давление для участка 2-3 и ответвления 2-4, выполняем аналогичные расчеты для этих участков.

Расчет паропроводов перегретого пара. Гидравлический расчет сети перегретого пара отличается от расчета насыщенного пара тем, что среднюю плотность пара на расчетном участке необходимо определять с учетом изменения не только давления, но и температуры пара. Температура перегретого пара в связи с потерями в окружающую среду быстро снижается, иногда доходя до температуры насыщения пара. При этом перегретый пар превращается вначале в сухой насыщенный, а затем во влажный пар. В этих условиях при расчете необходимо учитывать количество выпадающего в паропроводе конденсата.

В предварительном расчете температуру перегретого пара в конце участка определяют по формуле (5.16) предполагая, что падение температуры составляет  $2^\circ\text{C}$  на каждые 100 м сети. При окончательном расчете температуру пара в конце расчетного участка находят по формуле (5.21), исходя из потери теплоты паропроводом в окружающую среду.

**Задание:** выполнить гидравлический расчет паропровода по индивидуальному заданию

## Практическая работа № 18

**Цель работы:** научиться определять рабочую точку насоса и трубопровода

### Теоретическое введение

Центробежные насосы на заводах подвергаются испытанию на специальных стендах. При испытаниях насоса при различной степени открытия задвижки на нагнетательном трубопроводе определяют: производительность насоса по показаниям расходомера  $V$ ; напор, создаваемый насосом – по показаниям вакуумметра и манометра  $H$ ; потребляемую мощность по показаниям ваттметра  $N$ ; число оборотов в минуту  $n$  – при помощи тахометра; кпд насоса – по формуле

$$\eta = \frac{H\rho gV}{N}$$

Найденные таким образом значения перечисленных величин откладывают в определенном масштабе в совмещенных координатах  $H, N, \eta - V$ . Соединяя полученные точки плавными кривыми, получают характеристики  $H - V, N - V$  и  $\eta - V$ , которые указывают в паспорте насоса и каталоге – справочнике.

Наиболее экономичный режим работы насоса соответствует максимальному значению кпд насоса. Точка характеристики  $H - V$ , отвечающая этому значению кпд, называется оптимальной точкой.

Разность между теоретическим и реальным напорами обусловлены потерями напора в самом насосе на трение и на гидравлический удар при переходе кинетической энергии жидкости в потенциальную. Соотношение и сумма указанных потерь зависит от расхода. При полностью закрытой задвижке основные потери напора обусловлены гидравлическим ударом. По мере увеличения производительности вклад потерь на гидравлический удар уменьшается, в то время как вклад потерь на трение возрастает, а сумма потерь проходит через минимум, которому соответствует максимальный кпд насоса.

Работа насосов протекает устойчиво во всех точках, находящихся на непрерывно снижающейся части характеристики. Возрастающая часть характеристики соответствует, как правило, неустойчивой работе насоса. Работа насосов при режимах, соответствующих этому участку характеристики, не допускается.

## *Характеристика трубопровода.*

### *Рабочая точка центробежного насоса.*

Работа насоса зависит от того, через какой трубопровод он прокачивает жидкость: чем больше разность уровней  $H_r$  и давлений  $p_1, p_2$  в расходном и приемном резервуарах и чем больше сопротивление трубопровода (большая длина, малый диаметр, много местных сопротивлений и т.д.), тем больший напор  $H_{mp}$  будет развивать насос для подачи заданного потока жидкости. В этом случае речь идет о том, какой напор при данной производительности *должен* в рабочих условиях развивать насос. Такая связь и  $V$  называется *характеристикой трубопровода* (сети).

В каждом рабочем режиме насос должен преодолевать сопротивление (развивать напор)

$$H_{mp} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\Pi}, \text{ где}$$

$$H_{\Pi} = \frac{w^2}{2g} \left( \lambda_r \frac{l_{sc} + l_{nr}}{d} + \sum_{i=1}^{i=n+m} \xi_i \right); \text{ } n \text{ и } m - \text{ число местных сопротивлений на}$$

всасывающей и нагнетательной линиях. Заменяя скорость потока на расход, получаем

$$H_{mp} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{16 V^2}{2 \pi^2 d^4 g} \left( \lambda_r \frac{l_{sc} + l_{nr}}{d} + \sum_{i=1}^{i=n+m} \xi_i \right). \quad (1)$$

Уравнение (1) справедливо при условии одинаковых значений диаметров всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Рис. Определение рабочей точки центробежного насоса.

Точка пересечения двух кривых, выражающих характеристики сети и насоса, представляет собой рабочую точку с  $H_{pm}$  и  $V_{pm}$  (см. рисунок).

### *Мощность, потребляемая ц.н.*

$$N = \frac{\rho g H_{pm} V_{pm}}{\eta_n}$$

### *Законы пропорциональности.*

При изменении числа оборотов центробежного насоса изменяется его производительность, напор и потребляемая мощность (см. соответствующие формулы для расчета производительности, напора и мощности).

Обозначив через  $V_1, H_1, N_1$  производительность, напор и потребляемую мощность при числе оборотов  $n_1$ , а при числе оборотов  $n_2$  соответственно  $V_2, H_2, N_2$  можно записать следующие соотношения:

1. Производительность изменяется прямо пропорционально числу оборотов

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2};$$

2. напор изменяется пропорционально квадрату числа оборотов

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2};$$

3. потребляемая мощность изменяется пропорционально кубу числа оборотов

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}.$$

В обобщенном виде  $\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}} = \frac{n_1}{n_2}$ .

### ***Универсальная характеристика центробежного насоса.***

Совокупность линий  $H=f(V)$  при  $\eta_k = const$  и линий  $\eta_k = const$  называется универсальной характеристикой насоса. Универсальные характеристики связывают между собой четыре величины:  $V, H, n$  и  $\eta_k$ , определяющие работу ц.н. Выбор типа ц.н., а также оптимальной частоты вращения рабочего колеса производится с учетом его универсальной характеристики (см. рисунок).

В задачах проектирования расход жидкости  $V_p$  задан. Для проектируемого трубопровода при этой производительности рассчитывается сопротивление трубопровода  $H_p$ . Если точка с требуемыми  $V_p$  и  $H_p$  на универсальной характеристике попадает в область сравнительно высоких  $V$ , то этот тип насоса можно считать пригодным для работы с проектируемым трубопроводом. Поскольку значения частоты вращения рабочего колеса можно изменять только дискретно, то выбирают ближайшее большее. Рабочей точкой этого ц.н. будет точка Р.Т.; при этом производительность равна  $V_{pm} = V_p$ , а развиваемый напор – чуть больше требуемого  $H_{pm}$ .

## Практическая работа № 19

### Тема: Знакомство с насосами и вентиляторами ТЭС

**Цель работы:** познакомиться с работой насосов и вентилятором ТЭС, с пуском и остановом

#### Теоретическое введение

### 1. Общие рекомендации по пускам насосных агрегатов и их эксплуатации

#### 1.1 Пуск и останов насоса в работу



1. Проверить по маслоуказательным стеклам наличие достаточного количества масла в подшипниках насоса и электродвигателя
2. Удостовериться в том, что смазочные кольца подшипников легко поворачиваются при вращении вала, не задевая за вкладыш.
3. Закрыть кран к вакуумметру ( если он имеется).
4. Открыть краны (если имеются) для подачи воды к сальникам насоса. Сальники должны быть подтянуты настолько, чтобы при нормальной работе насоса через них просачивалось небольшое количество воды.
5. Открыть воздушные краники на корпусе насоса и залить насос ( и всасывающую линию) из напорного трубопровода. Воздушные краники закрыть, когда через них пойдет струя воды без воздушных пузырьков. Если в напорном трубопроводе воды не имеется, заполнить насос водой через специальную воронку, пока весь воздух не будет удален и вода не покажется из воздушных краников. Если предусмотрен эжектор (например для циркуляционных насосов), то закрыв задвижку с напорной стороны, заполнить корпус насоса водой из всасывающей линии, за тем проследить по водомерному стеклу на корпусе насоса. Если насос находится под напором воды во всасывающей линии (конденсатные насосы), то закрыв задвижку на напорной линии, открыть полностью задвижку на всасывающем

трубопроводе, соединить воздушный колпак насоса с паровым пространством конденсатора (подогревателя или бойлера) и заполнить корпус насоса водой.

6. По заполнении насоса водой закрыть задвижку на напорном патрубке и включить электродвигатель. По достижении насосом нормального числа оборотов проверить, открывая воздушный краник, что насос действительно заполнен водой.

7. Медленно открыть задвижку на напорном трубопроводе насоса настолько, насколько необходимо для получения требуемой производительности. Открыть кран вакуумметра. При открывании задвижки, внимательно следить за показанием амперметра на щитке электродвигателя. В случае перегрузки электродвигателя, агрегат остановить и отключить насос для выявления и устранения причин перегрузки.

8. Не допускать пуска насоса без воды и длительной работы насоса, заполненного водой, при закрытой задвижке. Вращение насоса при закрытой задвижке вызывает повышение температуры заключенной в корпусе насоса воды, что приведет к разогреву, заеданию ротора или срыву насоса.

## **1.2 Эксплуатация насоса**

### **а) подшипники насоса**

Следить за температурой подшипников, которая через 30—40 минут после пуска должна установиться и не превышать 70 С. Проверять, что смазочные кольца во время работы вращаются и что в подшипниках достаточно масла. В случае наличия колпачковых масленок — периодически их поджимать. Не реже одного раза в месяц — спускать отработанное масло из подшипников и после их промывки заполнять свежим.

### **б) сальники насоса**

Следить за тем, чтобы сальники во время работы оставались достаточно холодными и не допускали значительной утечки воды. Для сальников рекомендуется применять хлопчатобумажную набивку, пропитанную салом с графитом, или асбестовый прографиченный и пропитанный в масле шнур. Набивку производить кольцами с зазором между стыками от 0,5 до 1,0 мм. Стыки сменных колец смещать на угол 120 градусов. В случае увеличения утечки воды нажимную сальниковую втулку подтягивать равномерно без перекосов.

## **1.3 Насосы с гидравлическим уравновешиванием осевого давления**

В насосах, имеющих гидравлическое уравновешивание осевого давления, трубка из разгрузочной камеры отводится во всасывающий патрубок или дренаж. Необходимо, чтобы эта трубка была всегда чистой, так как нарушение свободного слива воды из разгрузочной камеры может привести к

прекращению разгрузки, заеданиям в разгрузочном устройстве и перегрузке электродвигателя.

#### **1.4 Переменный режим насоса**

Во время работы насоса на переменном режиме — следить за показаниями приборов, не допуская перегрузки электродвигателя и прикрывая задвижку на нагнетании. Повышение тока сверх обычного при нормальном напоре показывает, что в насосе имеется заедание, которое после остановки насоса необходимо выявить и устранить.

#### **1.5 Немедленный останов насоса**

Насосный агрегат должен быть немедленно остановлен для осмотра и ремонта с одновременным пуском резервного насоса:

- при появлении резких шумов, задеваний, стуков, сильной вибрации и ненормального нагрева насоса или электродвигателя;
- при появлении дыма из подшипников;
- при появлении дыма и огня из электродвигателя;
- при прекращении поступления воды к сальникам;
- при срыве работы насоса.

Все насосы, имеющие резерв, должны поочередно пускаться в работу с тем, чтобы простой каждого в резерве не превышал одной недели.

#### **1.6 Остановка насоса**

1. Закрывать край вакуумметра (если он имеется).
2. Закрывать задвижку на напорной линии.
3. Закрывать кран на отсосе воздуха из насоса.
4. Остановить электродвигатель.
5. Закрывать задвижку на всасывающей линии, если оставление ее в открытом положении не оговорено особо.
6. выпустить из него воду через спускные пробки;
7. смазать рабочие части насоса, подвергающиеся ржавлению, солидолом или техническим вазелином.

#### **В случае остановки насоса на длительное время:**

1. выпустить из него воду через спускные пробки;
2. смазать рабочие части насоса, подвергающиеся ржавлению, солидолом или техническим вазелином.

## Ход работы:

1. Ознакомиться с теоретическим введением
2. Как классифицируются насосы?
3. Характеристики центробежных насосов
4. Эксплуатация насосов
5. Подготовиться к презентации