

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАР-  
НЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
(ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ)  
**Институт агроинженерии**

## **Решения задач размещены на сайте [zadachi24.ru](http://zadachi24.ru)**

Кафедра «Энергообеспечение и автоматизация технологических процессов»

Методические указания  
для самостоятельной работы по дисциплине

### **ТЕПЛОТЕХНИКА**

для обучающихся по направлению подготовки бакалавров

35.03.06 Агроинженерия

**Профиль** Технологическое оборудование для хранения и переработки  
сельскохозяйственной продукции

44.03.04 Профессиональное обучение (по отраслям)

**Профиль** Производство продовольственных продуктов

19.03.02 Продукты питания из растительного сырья

**Профиль** Технология хлеба, кондитерских и макаронных изделий

Форма обучения – **очная, заочная**

Челябинск  
2017

Методические указания для самостоятельной работы обучающихся дисциплине «Теплотехника» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования, утвержденного приказом Министерства образования и науки Российской Федерации и приказа Министерства образования и науки Российской Федерации от 19.12.2013 г. № 1367 «Об утверждении Порядка организации и осуществления образовательной деятельности по образовательным программам высшего образования - программам бакалавриата, программам специалитета, программам магистратуры», Положения об организации самостоятельной работы обучающихся ФГБОУ ВО Южно-Уральского ГАУ (ЮУрГАУ-П-02-39/01-16), а также рабочей программы дисциплины. Методические указания предназначены обучающимся по направлениям подготовки бакалавров 35.03.06 «Агроинженерия» по профилям: Технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции (академический); технологическое оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции (прикладной); 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям)» профиль - Производство продовольственных продуктов; 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья» профиль - Технология хлеба, кондитерских и макаронных изделий.

Составители:

доктор технических наук, профессор кафедры ЭиАТП  
кандидат технических наук, ассистент кафедры ЭиАТП  
ассистент кафедры ЭиАТП

Г.А. Круглов  
О.А. Гусева  
О.С. Волкова

## Задача № 1

### Цикл идеального компрессора

Воздух в компрессоре сжимается от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  (при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии).

Исходные данные принять по таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета компрессора

№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$n$	$T_1$ , К	$M$ , кг	№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$n$	$T_1$ , К	$M$ , кг
1	0,10	0,30	1,20	285	2,0	17	0,15	1,10	1,22	345	1,9
2	0,10	0,40	1,22	290	2,2	18	0,15	1,20	1,23	340	1,8
3	0,10	0,50	1,23	295	2,3	19	0,15	1,30	1,24	335	1,7
4	0,10	0,60	1,24	300	2,4	20	0,15	1,40	1,25	330	1,6
5	0,10	0,70	1,25	305	2,5	21	0,20	0,80	1,26	325	1,5
6	0,10	0,80	1,26	310	2,6	22	0,20	0,90	1,27	320	1,4
7	0,10	0,90	1,27	315	2,7	23	0,20	1,00	1,28	315	1,3
8	0,10	1,00	1,28	320	2,8	24	0,20	1,10	1,29	310	1,2
9	0,10	1,10	1,29	325	2,7	25	0,20	1,20	1,30	305	1,5
10	0,10	1,20	1,30	330	2,6	26	0,20	1,30	1,31	300	1,6
11	0,15	0,50	1,31	335	2,5	27	0,20	1,40	1,32	295	1,7
12	0,15	0,60	1,32	340	2,4	28	0,20	1,50	1,33	290	1,8
13	0,15	0,70	1,33	345	2,3	29	0,20	1,60	1,34	285	1,9
14	0,15	0,80	1,34	350	2,2	30	0,20	1,70	1,35	280	2,0
15	0,15	0,90	1,35	355	2,1	31	0,10	0,60	1,32	340	2,4
16	0,15	1,00	1,20	359	2,0	32	0,15	1,00	1,28	320	2,8

#### 1. Рассчитать

1.1. Параметры в начале сжатия: удельный объем  $v_1$ , м<sup>3</sup>/кг, и объем  $V_1$ , м<sup>3</sup>, для  $M$  кг воздуха.

1.2. Параметры в конце сжатия: удельный объем  $v_2$ , м<sup>3</sup>/кг и объем  $V_2$ , м<sup>3</sup>, для  $M$  кг воздуха; температуру  $T_2$ , К (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

1.3. Для привода компрессора: удельную работу  $\ell$ , Дж/кг, и работу  $L$ , Дж, для  $M$  кг воздуха (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

1.4. Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , Дж/(К·кг) и энтропии  $\Delta S$ , Дж/К, для  $M$  кг воздуха (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

2. Рассчитанный цикл вычертить в  $pV$  и  $Ts$  координатах (в масштабе).

3. Вычертить индикаторную диаграмму идеального и реального одноступенчатого компрессора в  $pV$ -координатах (б/м).

4. Ответить на контрольные вопросы

4.1. Назначение компрессора?

4.2. Какие допущения делаются при изучении идеального компрессора, отличающие его от реального компрессора?

## Общие теоретические положения

Компрессор – машина для сжатия и перемещения газов со степенью сжатия  $\varepsilon > 1,1$ .

Торможение трамваев, поездов ж/д транспорта производится с помощью воздуха, сжимаемого в компрессоре. Сжатый воздух от компрессоров подается в шахты для отбойных молотков, в доменные печи, широко применяется для пневмотранспорта и других технических целей (элемент ТГУ). Компрессоры приводятся в действие от тепловых двигателей, от электродвигателей, следовательно, компрессор – это машина, не вырабатывающая энергию, а потребляющая ее. Поэтому понятно стремление проводить сжатие рабочего тела в компрессоре по термодинамическим процессам, которые требуют минимальной затраты работы. Термодинамика сжатия рабочего тела в компрессоре одинакова для любых типов компрессоров.

### Классификация

По принципу выполняемой работы:

- объемные компрессоры, в которых происходит повышение давления сжатия за счет уменьшения объема рабочего пространства. К ним относятся – поршневые компрессоры с возвратно-поступательным движением поршней, ротационные с вращающимися поршнями и зубчатые;

- лопастные – центробежные, осевые;
- струйные;
- винтовые.

По роду сжимаемого газа:

- воздушные;
- газовые (кислородные, фреоновые и др);
- паровые.

По создаваемому давлению:

- низкого давления  $p_{изб} = 2 \dots 0$  ат (0, ... 1,0 МПа);
- среднего давления  $p_{изб} = 10 \dots 100$  ат (1,0...10 МПа);

- высокого давления  $p_{изб} = 100 \dots 1000$  ат ( $10 \dots 100$  МПа); пределы даны для воздуха.

### Поршневые компрессоры

По расположению оси цилиндра: горизонтальные; вертикальные; U-образные; W-образные.

По числу ступеней: одноступенчатые; 2-х ступенчатые; многоступенчатые.

По числу цилиндров: одноцилиндровые; 2-х цилиндровые; многоцилиндровые.

По способу охлаждения цилиндров и промежуточных холодильников: с воздушным охлаждением (небольшие передвижные компрессоры); с водяным охлаждением (стационарные компрессоры).

По способу установки: передвижные; стационарные.

На рисунке 1 приведена схема поршневого компрессора.

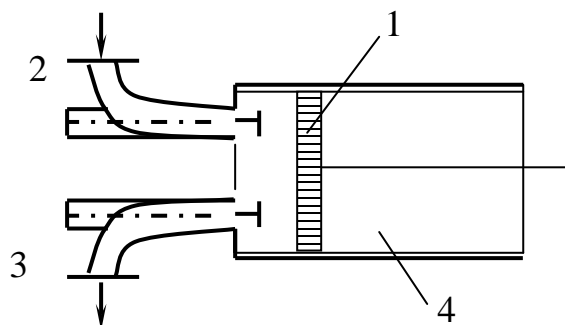


Рисунок 1 – Схема одноступенчатого поршневого компрессора

1 – поршень; 2 – всасывающий клапан; 3 – нагнетательный клапан;  
4 – цилиндр

### Процессы одноступенчатых компрессоров

Термодинамические исследования проще проводить применительно к поршневому компрессору. Предполагается, что в таком компрессоре все процессы являются равновесными.

Равновесные процессы – это научная абстракция, идеализация реальных процессов, позволяющих изучать главнейшие, принципиальные свойства тер-

модинамической системы (ТС) при обмене энергией с окружающей средой (ОС). В равновесном процессе ТС проходит ряд бесконечно близких состояний, каждое из которых является равновесным. Равновесные процессы являются и обратимыми, где ТС может вернуться после окончания процесса в исходное состояние, повторив последовательно в обратном направлении все равновесные состояния, которые имела ТС в прямом термодинамическом процессе. Все реальные процессы сопровождаются трением, диффузией, теплообменом между ТС и ОС, следовательно, они неравновесны и необратимы.

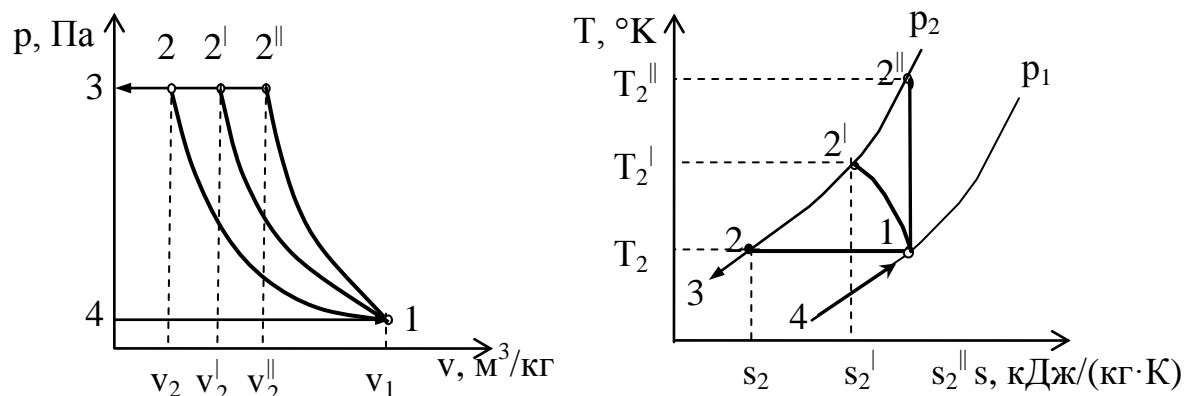
Необходимость такой идеализации объясняется тем, что только равновесные состояния и процессы могут быть подвергнуты термодинамическим исследованиям.

Идеальный поршневой компрессор должен удовлетворять еще одному условию. Считается, что в нем отсутствует так называемое вредное пространство, то есть пространство, образуемое внутри цилиндра, между его крышкой и поршнем в крайнем верхнем (левым) положении при вертикальном положении цилиндра (при горизонтальном положении цилиндра).

В реально существующих поршневых компрессорных машинах поршень не может подходить к крышке цилиндра вплотную, поэтому в конце процесса нагнетания во вредном пространстве остается сжатое рабочее тело. Вследствие этого при движении поршня вниз (вправо) выпуск свежей порции газа в цилиндр может начаться только после того, как оставшийся во вредном пространстве газ расширится до давления всасывания. При этом часть хода поршня при всасывании не используется и подача сжатого рабочего тела компрессором уменьшается. Понятно, что чем меньше вредное пространство, тем меньше сжатого рабочего тела остается в цилиндре, тем быстрее при движении поршня вниз (вправо) давление понижается до давления всасывания и тем раньше начинается выпуск газа.

При исследовании работы компрессора пользуются  $p_v$ - и  $T_s$ -диаграммой (рисунок 2).

В  $p$ - $v$ -диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых могут изменяться все три параметра  $p$ ,  $v$  и  $T$ , даже какой-нибудь один из них, масса рабочего тела в течение всего процесса остается неизменной.



- 1-4 – линия всасывания (впуска) газа – механический процесс;
- 2-3 – линия нагнетания (выпуска) газа – механический процесс;
- 1-2 – изотермическое сжатие (термодинамический процесс);
- 1-2<sup>|</sup> – политропное сжатие (термодинамический процесс);
- 1-2<sup>||</sup> – адиабатное сжатие (термодинамический процесс)

Рисунок 2 – Диаграмма идеального одноступенчатого компрессора

При движении поршня вправо газ всасывается в цилиндр через всасывающий клапан 2 (рисунок 1) при постоянном давлении  $p_1$  на протяжении всего хода поршня (линия 4-1).

В момент перемены направления движения поршня всасывающий клапан закрывается и при движении поршня влево рабочее тело сжимается (линия 1-2, 1-2<sup>|</sup>, 1-2<sup>||</sup>). Когда давление станет равным  $p_2$ , начнется процесс нагнетания (выталкивания) сжатого рабочего тела в нагнетательный трубопровод через нагнетательный клапан 3 (линия 2-3, 2<sup>|</sup>-3, 2<sup>||</sup>-3).

В момент второй перемены направления движения поршня нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре понижается (линия 3-4) и всасы-



вающий клапан снова открывается. Процесс повышения давления может протекать по изотерме, политропе или адиабате (линии 2-1, 2<sup>I</sup>-1, 2<sup>II</sup>-1).

При движении поршня вправо газ всасывается в цилиндр через всасывающий клапан при постоянном давлении  $p_1$  на протяжении всего хода поршня (линия 4-1).

С точки зрения затраты наименьшей работы – изотермический процесс сжатия является наиболее выгодным – площадь 1-2-3-4-1 на диаграмме  $p-v$ . Сжатие по изотерме возможно путем отнятия тепла за счет охлаждения полых стенок цилиндра водой. Охлаждение стенок улучшает условия смазки цилиндра, что способствует более надежной работе компрессора и позволяет достичь большей быстроходности в работе компрессора и достичь более высоких давлений.

Теоретическая работа идеального компрессора – минимальная.

В  $p-v$  и  $T-s$  диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых могут изменяться все четыре параметра  $p$ ,  $v$ ,  $T$ ,  $s$  или какой-нибудь один из них, масса рабочего тела в течение всего процесса остается неизменной.

В  $p-v$ -диаграмме кроме процессов сжатия и расширения изображаются также линии впуска и выпуска. Параметры  $p$ ,  $v$  и  $T$  могут оставаться постоянными, а масса тела изменяется (при впуске увеличивается, при выпуске уменьшается). Следовательно, линии впуска и выпуска являются линиями не термодинамических, а механических процессов.

При изотермическом сжатии теоретическая удельная работа компрессора равна работе термодинамического процесса изотермического сжатия:

$$\ell = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = R T \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1)$$

Если масса всасываемого воздуха  $M$  кг, а объем его  $V_1$  м<sup>3</sup>, то

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = V_1 R T \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (3)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$\ell^{\parallel} = p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (4)$$

Количество удельной теплоты, которое должно быть отведено при изотермическом сжатии:

$$q = \ell_o \quad \text{или} \quad Q = M\ell_o. \quad (5)$$

При адиабатическом сжатии газа теоретическая удельная работа компрессора в  $k$  раз больше работы термодинамического процесса адиабатного сжатия:

$$\ell = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1). \quad (6)$$

Если масса всасываемого газа  $M$  кг, а объем его  $V$  м<sup>3</sup>, то

$$L_o = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} MR (T_2 - T_1). \quad (7)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} p_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (8)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} p_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (9)$$

Температуру газа в конце сжатия можно определить из соотношения параметров адиабатного процесса.

Удельная работа компрессора при адиабатном сжатии газа может быть определена по формуле:

$$|\ell_o| = |u| = i_2 - i_1, \quad (10)$$

где  $i_2$ , и  $i_1$  – соответственно начальное и конечное значение энтальпии газа, кДж/кг.

Эта формула удобна для подсчета работы идеального компрессора при адиабатном сжатии газа с помощью  $i$ - $s$ -диаграммы. Из точки 1 (рисунок 3), характеризующей начальное состояние, проводят вертикальную линию до пересечения ее в точке 2' с изобарой  $p_2$ . Ординаты точек 1 и 2' дают значения энтальпий  $i_1$  и  $i_2$ , а отрезок 1-2' – их разность.

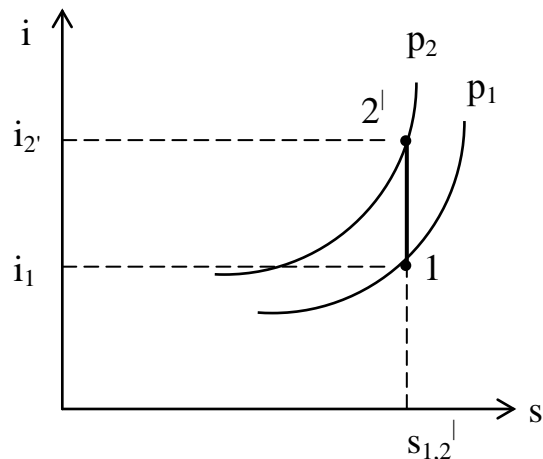


Рисунок 3 – Определение энтальпий по  $i$ - $s$ -диаграмме

При политропном сжатии теоретическая удельная работа компрессора в  $n$  раз больше работы термодинамического процесса политропного сжатия

$$\ell = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1). \quad (11)$$

Если масса всасываемого газа  $M$  кг, а объем его  $V$  м<sup>3</sup>, то

$$L_o = \frac{n}{n-1} p_1 V \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} M R (T_2 - T_1). \quad (12)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell^l = \frac{n}{n-1} p_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (13)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$l^{\parallel} = \frac{n}{n-1} p_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (14)$$

Количество удельной теплоты, которое должно быть отведено при сжатии определяется по формулам:

- при изотермическом сжатии:  $q = c_p (T_2 - T_1);$  (15)

- при политропном сжатии  $q = c_n (T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1);$  (16)

- при адиабатном сжатии  $q = 0.$

Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К):

- при изотермическом сжатии  $\Delta s = s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2};$  (17)

- при политропном сжатии  $\Delta s = s_2 - s_1 = \frac{n-k}{n-1} c_v \frac{T_2}{T_1}.$  (18)

- при адиабатном сжатии  $s = \text{const}, \quad \Delta s = 0;$  (19)

Действительная индикаторная диаграмма (рисунок 4) значительно отличается от теоретической диаграммы по следующим причинам:

- наличия в реальном компрессоре вредного пространства;
- потерь давления в клапанах;
- теплообмена между газом и стенками цилиндра.

Индикаторная диаграмма  $pV$  может сниматься с работающего поршневого теплового двигателя (компрессора) с помощью прибора, называемого индикатором.

В  $pV$  диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых все параметры могут меняться, а масса рабочего тела в течение всего процесса остается постоянной.

В реально существующих поршневых компрессорных машинах поршень не может подходить к крышке цилиндра в плотную, поэтому в конце процесса

нагнетания во вредном пространстве остается сжатое рабочее тело. Вследствие этого при движении поршня вправо (вниз) выпуск свежей порции газа в цилиндр может начаться только после того, как оставшийся во вредном пространстве газ расширится до давления всасывания. При этом часть хода поршня при всасывании не используется и подача сжатого рабочего тела компрессором уменьшается. Понятно, что чем меньше вредное пространство, тем меньше сжатого рабочего тела остается в цилиндре, тем быстрее при движении поршня вправо (вниз) давление понижается до давления всасывания и тем раньше начинается выпуск газа.

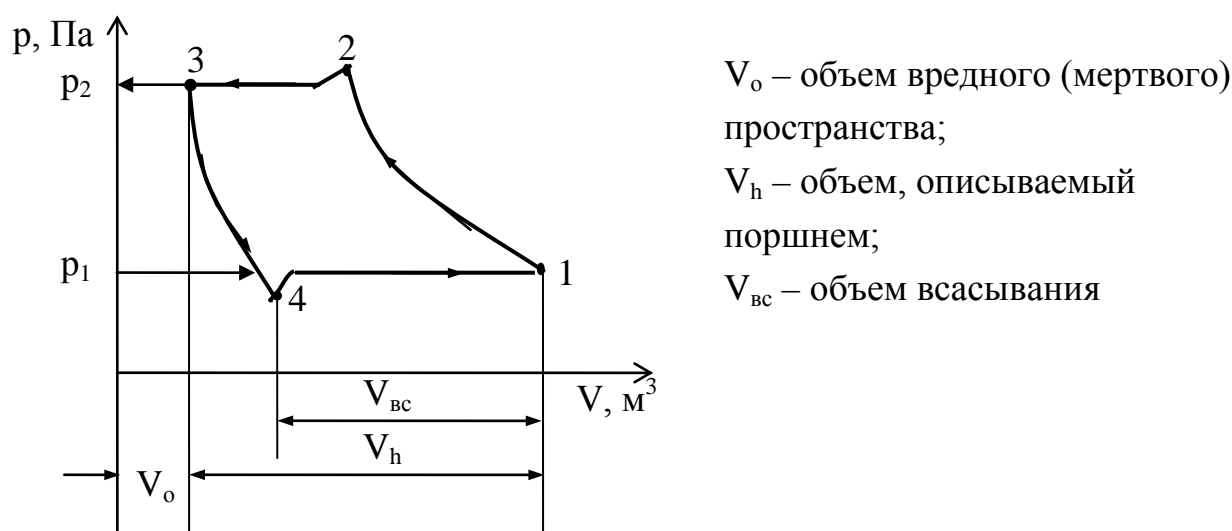


Рисунок 4 – Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

Отношение объема вредного пространства  $V_0$  к объему, описываемому поршнем  $V_h$ , то есть величину  $a$  ( $a \approx 0,04 \dots 0,1 V_{ц}$ ), называют относительной величиной вредного пространства

$$a = \frac{V_0}{V_h}. \quad (20)$$

Вредным пространством называют объем, который образуется между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем левом положении при нагнетании газа. В этом объеме в конце нагнетания остается некоторое количество газа ( $V_{вп}$ ) под давлением  $p_2$ . Этот газ при обратном ходе поршня расширяется

и втекание свежей порции газа будет возможно, когда давление в цилиндре уменьшится до давления всасывания ( $p_{вс} < p_1$ ). Линия 3-4 изображает процесс расширения газа, оставшегося во вредном пространстве.

Рабочие процессы, проходящие в цилиндре компрессора:

- линия 1-2 – политропное сжатие воздуха при движении поршня вправо (вверх);
- линия 2-3 – процесс выталкивания воздуха в воздухоотборник при постоянном давлении;
- линия 3-4 – процесс расширения воздуха, оставшегося в мертвом объеме;
- линия 4-1 – процесс всасывания воздуха в цилиндр компрессора;

Действительная индикаторная диаграмма значительно отличается от теоретической диаграммы за счет наличия:

- вредного пространства;
- потерь давления во впускном и нагнетательном клапанах;
- теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра.

## ПРИМЕР РЕШЕНИЯ

Исходные данные:

$$p_1 = 0,2 \text{ МПа}; p_2 = 1,7 \text{ МПа}; T_1 = 280 \text{ К};$$

$$M = 2,0 \text{ кг}; n = 1,35; R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град}); c_v^l = 0,714 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

### 1 Расчет

1.1. Параметры в начале сжатия:  $p_1 = 0,2 \text{ МПа}; T_1 = 280 \text{ К}.$

Удельный объем в начале сжатия находим по уравнению состояния идеального газа:

$$p_1 v_1 = RT_1, \quad (1)$$

где  $p_1$  – давление в начале сжатия, Па;  $v_1$  – удельный объем в начале сжатия,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R$  – газовая постоянная воздуха,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $R = 287$ ;  $T_1$  – температура в начале сжатия, К.

Уравнение (1) выразим относительно удельного объема  $v_1$ ,

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}.$$
$$v_1 = \frac{287 \cdot 280}{0,2 \cdot 10^6} = 0,40 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Находим полный объем  $V_1$ :  $V_1 = Mv_1, \quad (2)$

$V_1$  – объем в начале сжатия,  $\text{м}^3$ ;  $M$  – масса воздуха, кг.

$$V_1 = 0,2 \cdot 0,4 = 0,8 \text{ м}^3,$$

$$T_1 = 280 \text{ К}.$$

1.2. Параметры в конце сжатия:

• при изотермическом сжатии:  $T_2 = T_1 = 280 \text{ К}; p_2 = 1,7 \text{ МПа}.$

Из уравнения (1) находим удельный объем  $v_2$  и объем  $V_2$  по формуле (2) относительно точки 2:

$$v_2 = \frac{287 \cdot 280}{1,7 \cdot 10^6} = 0,047 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

$$V_2 = 2 \cdot 0,047 = 0,094 \text{ м}^3.$$

Температура  $T_1 = T_2 = 280 \text{ К}$ , так как процесс изотермический.

- при политропном сжатии:  $p_2 = 1,7 \text{ МПа}$ .

Уравнение политропного процесса:  $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ , (3)

где  $n$  – коэффициент политропы,  $n = 1,35$ .

Относительно точки 2<sup>I</sup> находим удельный объем  $v_2^I$  из уравнения (3), из уравнения (2) – объем  $V_2^I$ , из уравнения (1) – температуру.

$$v_2^I = v_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad v_2^I = v_1 \sqrt[n]{\frac{p_1}{p_2}};$$

$$v_2^I = 0,4 \left( \frac{0,2}{1,7} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_2^I = 2 \cdot 0,082 = 0,164 \text{ м}^3.$$

$$T_2^I = \frac{p_2 v_2^I}{R}.$$

$$T_2^I = \frac{1,7 \cdot 10^6 \cdot 0,082}{287} = 486 \text{ К};$$

- при адиабатном сжатии:  $p_2 = 1,7 \text{ МПа}$ .

Уравнение адиабатного процесса:  $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ . (4)

где  $k$  – коэффициент адиабаты,  $k = 1,4$ .

Относительно точки 2<sup>II</sup> находим удельный объем  $v_2^{II}$  из уравнения (4), из уравнения (2) – объем  $V_2^{II}$ , из уравнения (1) – температуру.

$$v_2^{II} = v_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

$$v_2^{II} = 0,4 \left( \frac{0,2}{1,7} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,0865 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_2^{II} = M v_2^{II}.$$



$$V_2^{\parallel} = 2 \cdot 0,0865 = 0,173 \text{ м}^3.$$

$$T_2^{\parallel} = \frac{p_2 v_2^{\parallel}}{R}.$$

$$T_2^{\parallel} = \frac{1,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0865}{287} = 513 \text{ К}.$$

1.3. Удельная работа  $\ell$ , кДж/кг; работа  $L$ , кДж:

- при изотермическом сжатии:

$$\ell = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (5)$$

$$\ell = 287 \cdot 280 \ln \frac{0,2}{1,7} = -171974 \text{ Дж/кг} = -171,974 \text{ кДж/кг}.$$

$$L = M \ell. \quad (6)$$

$$L = 2 \cdot 171,974 \text{ кДж};$$

- при адиабатном сжатии:

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} R (T_1 - T_2). \quad (7.a)$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (7.б)$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{1,4}{1,4-1} 287(280 - 513) = -234,05 \text{ кДж/кг}.$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{1,4}{0,4} 0,2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \left[ \left( \frac{1,7}{0,2} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] = 235,2 \text{ кДж},$$

$$L = M \ell. \quad (8)$$

$$L^{\parallel} = 2(-234,05) = -468,1 \text{ кДж};$$

- при политропном сжатии:

$$e^l = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2). \quad (9.a)$$

$$e^l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (9.б)$$

$$e^l = \frac{1,35}{1,35-1} 287(280 - 486) = -228,04 \text{ кДж/кг.}$$

$$e^l = \frac{1,35}{0,35} 0,2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \left[ \left( \frac{1,7}{0,2} \right)^{\frac{0,35}{1,35}} - 1 \right] = 228,5 \text{ кДж/кг}$$

$$L^l = 2(-228,04) = -456,08 \text{ кДж/кг.}$$

1.4. Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К) и энтропии  $\Delta S$ , кДж/К.

- при изотермическом сжатии:

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (10)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 287 \ln \frac{0,2}{1,7} = -614 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} = -0,614 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\Delta s = 287 \ln \frac{0,047}{0,4} = -0,614 \text{ кДж/кг};$$

$$S_2 - S_1 = \Delta s M; \quad (11)$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = -614 \cdot 2 = -1,228 \text{ кДж/К};$$

- при адиабатном сжатии:  $s = \text{const.}$  (12)

$$\Delta s^{\parallel} = s_2^{\parallel} - s_1^{\parallel} = 0, \quad \Delta S^{\parallel} = S_2^{\parallel} - S_1^{\parallel} = 0;$$

- при политропном сжатии:

$$s_2 - s_1 = \frac{n-k}{n-1} c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (13)$$

где  $c_v$  – объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К),  
 $c_v = 714$ ;

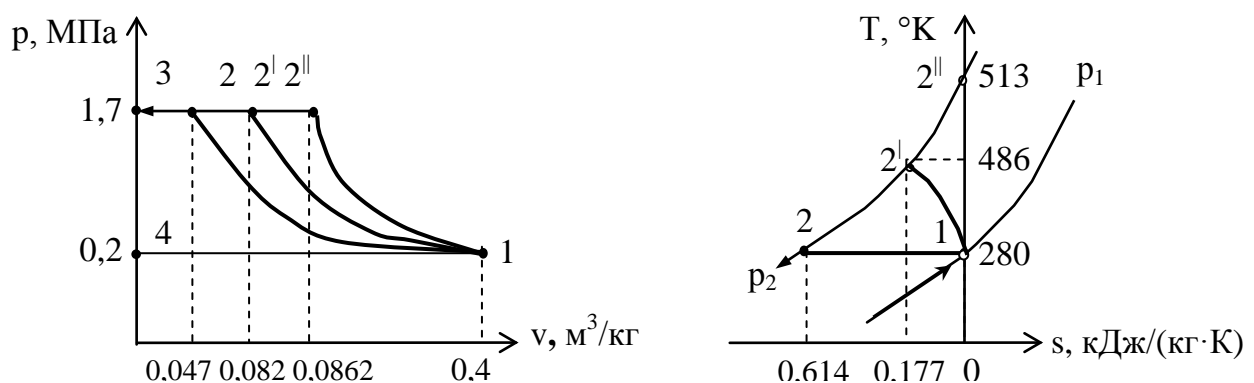
$$\Delta s^l = s_2^l - s_1^l = \frac{1,35 - 1,4}{1,35 - 1} 714 \ln \frac{486}{280} = -177 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) = -0,177 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

$$S_2^l - S_1^l = 2 (-177) = -354 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) = -0,354 \text{ кДж}/\text{К}.$$

Таблица 1 – Результаты расчетов

Термодинамический цикл	изотермический	политропный	адиабатный
Параметры			
В начале сжатия			
Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	0,40		
Объем, м <sup>3</sup>	0,8		
Давление, МПа	0,2		
Температура, °К	280		
В конце сжатия			
Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	0,047	0,082	0,0865
Объем, м <sup>3</sup>	0,094	0,164	0,173
Давление, МПа	1,7		
Температура, °К	280	486	513
Удельная работа, кДж/кг	-171,974	-228	-234
Работа, кДж	-343,948	-456	-468
Изменение:			
уд. энтропии, кДж/(кг·К)	-0,614	-0,177	0
Энтропии, кДж/К	-1,228	-0,354	0

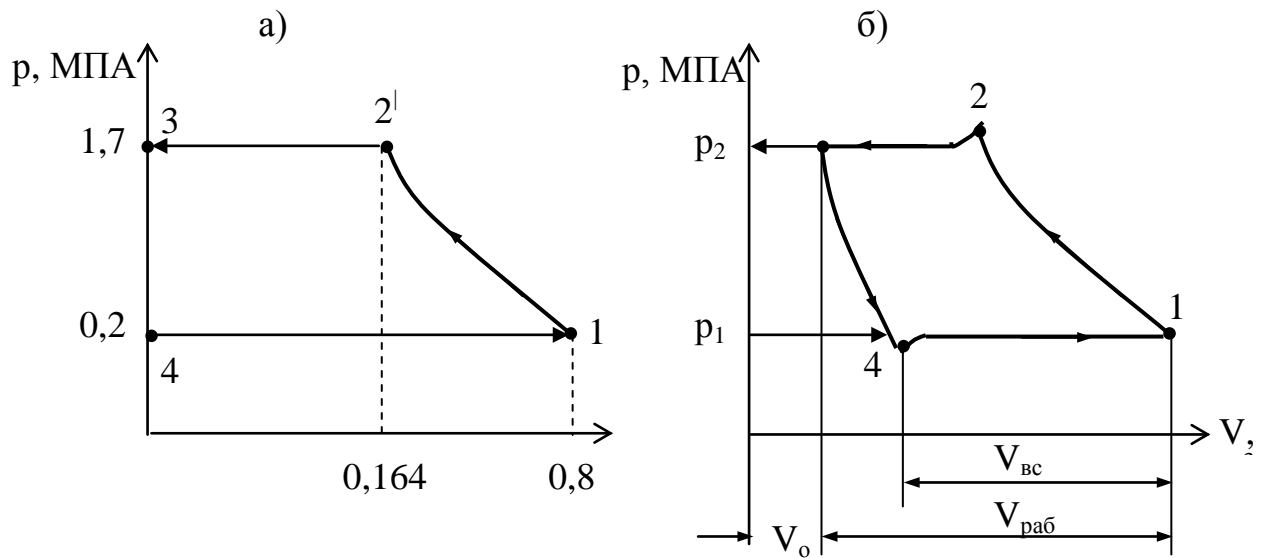
## 2 Рассчитанный цикл в координатах p-v и T-s



1-4 – линия всасывания газа; 2-3 – линия нагнетания газа; 1-2 – изотермическое сжатие; 1-2' – политропное сжатие; 1-2'' – адиабатное сжатие

Рисунок 5 – Диаграмма идеального одноступенчатого компрессора

3 Индикаторная диаграмма идеального и реального  
 одноступенчатого компрессора в  $pV$  координатах



а – диаграмма идеального компрессора; б – диаграмма реального компрессора;

$V_0$  – объем вредного (мертвого) пространства;  $V_{вс}$  – объем всасывания;

$V_{раб}$  – объем, описываемый поршнем

Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма одноступенчатого  
 поршневого компрессора

## Задача № 2

### Цикл воздушно-компрессорной холодильной установки

Исходные параметры воздуха установки принять по таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета цикла

№ п/п в журнале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$t_1$ , °С	$t_3$ , °С	$Q_2$ , кВт	№ п/п в журнале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$t_1$ , °С	$t_3$ , °С	$Q_2$ , кВт
1	0,1	0,4	-10	17	100	16	0,1	0,5	-10	18	160
2	0,1	0,4	-12	16	110	17	0,1	0,5	-9	20	150
3	0,1	0,4	-14	20	120	18	0,1	0,5	-8	21	140
4	0,1	0,4	-8	22	130	19	0,1	0,5	-7	22	130
5	0,1	0,4	-6	25	140	20	0,1	0,5	-6	23	120
6	0,1	0,4	-4	19	150	21	0,1	0,5	-5	24	110
7	0,1	0,4	-2	18	160	22	0,1	0,5	-4	25	100
8	0,1	0,4	-5	23	170	23	0,1	0,5	-2	15	90
9	0,1	0,4	-7	15	180	24	0,1	0,7	-3	19	100
10	0,1	0,4	-9	26	190	25	0,1	0,7	-4	20	100
11	0,1	0,6	-10	27	200	26	0,1	0,7	-5	21	110
12	0,1	0,6	-12	25	180	27	0,1	0,7	-6	22	120
13	0,1	0,6	-14	23	160	28	0,1	0,7	-7	23	130
14	0,1	0,6	-15	20	150	29	0,1	0,7	-8	24	140
15	0,1	0,6	-13	18	140	30	0,1	0,7	-10	20	150

1. Вычертить принципиальную схему воздушно-компрессорной установки, обозначить позициями ее основные элементы и записать их наименование.

2. Рассчитать идеальный цикл воздушно-компрессорной холодильной установки.

- 2.1. Определить неизвестные параметры в узловых точках цикла.
- 2.2. Определить изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К).
- 2.3. Определить удельную тепловую мощность теплообменника  $z$   $q_1$ , кДж/кг.
- 2.4. Определить удельную производительность холода холодильной камеры  $q_2$ , кДж/кг,
- 2.5. Определить расход воздуха  $M$ , кг/с.
- 2.6. Определить удельную теоретическую потребляемую мощность (теплоту цикла)  $q_0$  (кДж/кг) и полную мощность  $Q_0$  (кВт).

2.7. Определить холодильный коэффициент  $\epsilon$ .

3. Вычертить цикл установки в  $p_v$  и  $T_s$ -координатах по данным расчета, обозначить узловые точки цикла.

4. Ответить на контрольные вопросы:

- что такое холодильный коэффициент?
- за счет чего работают компрессорные холодильные установки?
- чем определяется работа, затраченная на осуществление цикла в данной холодильной установке?

## Общие теоретические положения

**Процесс**, в течение которого газ, претерпевает ряд изменений своего состояния и вновь возвращается в исходное состояние, называется **круговым процессом** или **циклом**.

Холодильные установки предназначены для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в холодильных установках совершает обратный круговой процесс, в котором затрачиваемая внешняя работа расходуется на отъем тепла от охлаждаемого тела. В воздушно-компрессорной холодильной установке рабочим телом является **воздух**.

Для получения низких температур (производства холода) в данном типе установки используют **адиабатное расширение** воздуха. Для этого его предварительно сжимают в компрессоре 1, а затем, так как при сжатии температура его повышается, охлаждают до температуры, например, окружающей среды в теплообменнике 2.

Если такой воздух заставить расширяться в расширительном сосуде 3 по **адиабате**, то он совершит работу за счет своей энергии, при этом его температура понизится и окажется ниже температуры окружающей среды. Охлажденный воздух поступает в холодильную камеру (охлаждаемое помещение) 4, отнимая теплоту от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор 1.

Схема воздушно-компрессорной холодильной установки представлена на рисунке 1.

Установка состоит из следующих элементов:

- компрессора 1, всасывающего воздух и сжимающий его;
- охладителя (теплообменника) 2, в котором охлаждается сжатый воздух водой;
- расширительного цилиндра 3, в котором воздух расширяется, совершая при этом работу и понижая свою температуру;
- холодильной камеры 4, в которой по трубопроводам циркулирует охлажденный воздух, отнимая теплоту от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор 1.

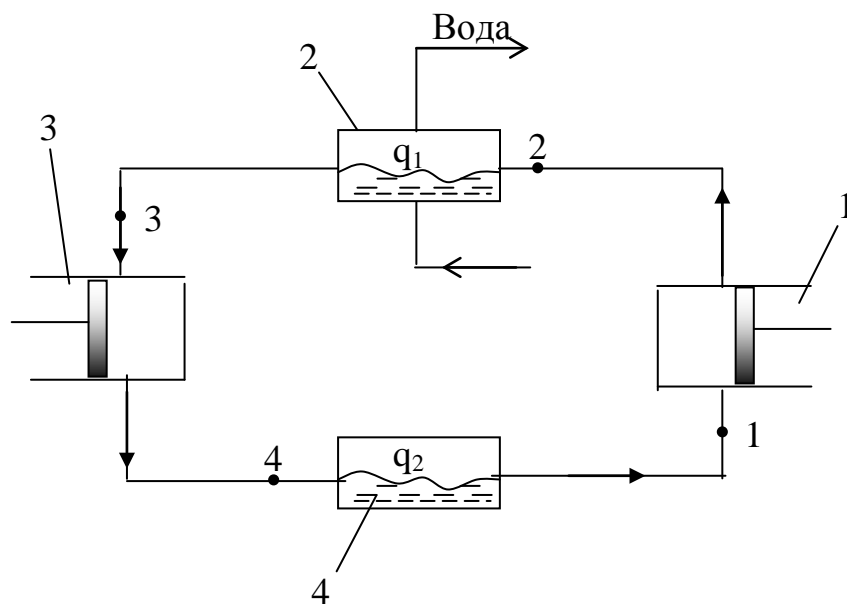


Рисунок 1 – Принципиальная схема воздушно-компрессорной холодильной установки: 1 – компрессор; 2 – охладитель воздуха (теплообменник); 3 – расширительный цилиндр (детандер); 4 – холодильная камера

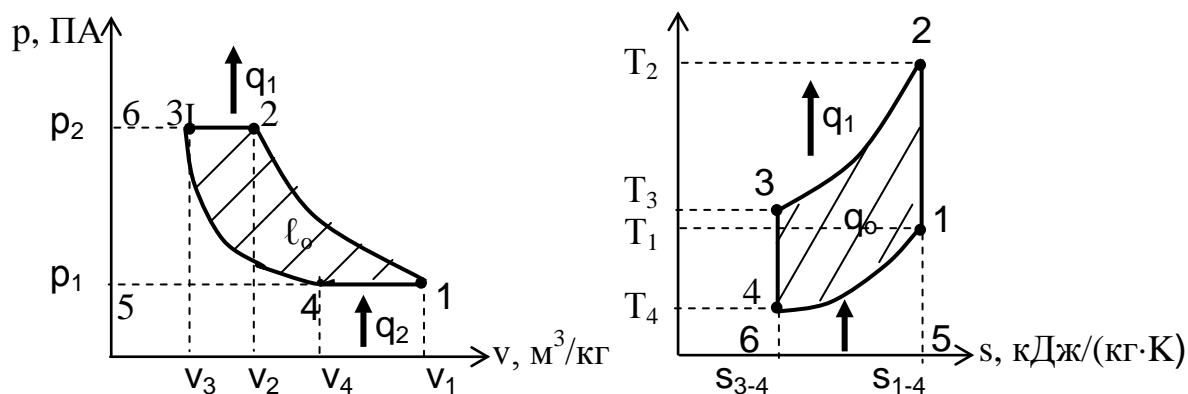


Рисунок 2 – Теоретический цикл холодильной установки в координатах  $p-v$  и  $T-s$

На рисунке 2 (теоретический цикл воздушно компрессорной установки в  $p-v$  и  $T-s$  координатах):

- точка 1 – состояние воздуха, поступающего в компрессор;
- линия 1-2 – адиабатный процесс сжатия в компрессоре;
- точка 2 – состояние воздуха, поступающего в охладитель (теплообменник);
- 2 -3 – изобарное охлаждение в теплообменнике;



- точка 3 – состояние воздуха, поступающего в расширительный цилиндр;
- 3 - 4 – адиабатный процесс расширения в расширительном цилиндре;
- точка 4 – состояние воздуха, поступающего в холодильную камеру;
- линия 4-1 – изобарное нагревание воздуха в холодильной камере;
- площадь 1-2-3-6-5- 4-1 – работа, затраченная компрессором на сжатие;
- площадь 3-6-5-4-3 – работа, полученная в расширительном цилиндре;
- площадь 1-2-3-4 – работа цикла.

На диаграмме в координатах Ts:

- площадь под кривой 4-1 – количество теплоты  $q_2$ , переданной охлаждаемыми телами (пл. 1-4-6-5-1) воздуху в холодильной камере;
- площадь под кривой 3-2 – количество теплоты  $q_1$ , отданной в охладителе (пл. 2-3-6-5-2) от воздуха воде;
- площадь 1-2- 3-4-1 – удельная теплота цикла  $q_{01}$ .

**Удельная производительность холода** холодильной камеры 4  $q_2$ , кДж/кг.

$$q_2 = c_{p\ m}(T_1 - T_4), \quad (1)$$

где  $T_1$  – температура воздуха, К, выходящего из холодильной камеры 4 и поступающего в компрессор 1;

$T_4$  – температура воздуха, К, входящего в холодильную камеру 4;

$c_{p\ m}$  – удельная средняя теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

**Удельная тепловая мощность** теплообменника 2  $q_1$ , кДж/кг.

$$q_1 = c_p(T_2 - T_3), \quad (2)$$

где  $T_2$  – температура воздуха, К, входящего в теплообменник 2;

$T_3$  – температура воздуха, К, входящего расширитель 3.

Удельная работа  $\ell_k$ , Дж/кг, затраченная на привод компрессора 1:

$$\ell_k = c_{p\ m}(T_1 - T_2). \quad (3.a)$$

$$\ell_k = \frac{k}{k-1} R(T_1 - T_2). \quad (3.6)$$

Удельная работа  $\ell_{p.ц}$ , Дж/кг, полученная в расширительном цилиндре 3:

$$\ell_{p.ц} = c_{p.m}(T_3 - T_4). \quad (4.a)$$

$$\ell_k = \frac{k}{k-1} R(T_3 - T_4). \quad (4.6)$$

Удельная работа  $\ell_o$ , Дж/кг, затраченная в цикле:

$$\ell_o = \ell_k - \ell_{p.ц}. \quad (5)$$

Расход холодильного агента (воздуха)  $M$ , кг/с,

$$M = \frac{Q_2}{q_2}, \quad (6)$$

где  $Q_2$ ,  $q_2$  – соответственно холодопроизводительность установки, кДж, и удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{\ell_o} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}. \quad (7.a)$$

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{\ell_o}. \quad (7.6)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{k}{k-1} \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} - 1} = \frac{1}{\frac{k}{k-1} \sqrt{\frac{P_3}{P_4}}}. \quad (7.в)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (7.c)$$

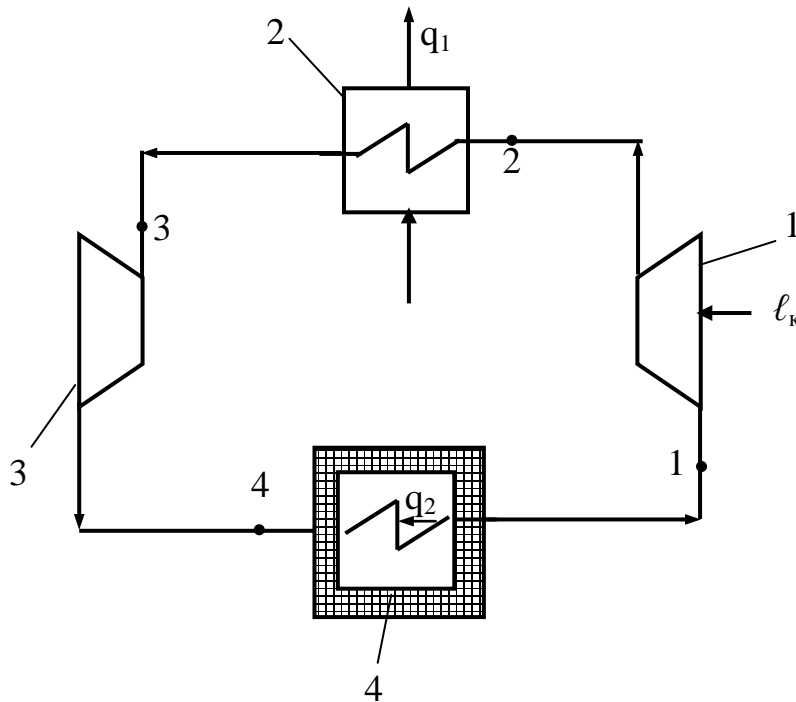
## ПРИМЕР РАСЧЕТА

Дано:  $p_1 = 0,1$  МПа;  $p_2 = 0,7$  МПа;

$t_1 = -10$  °С;  $T_1 = 263$  К;  $t_3 = 20$  °С;

$T_3 = 293$  К;  $Q_2 (Q_x) = 150$  кВт.

### Решение



1 – компрессор; 2 – теплообменник (охладитель);

3 – расширительный цилиндр; 4 – холодильная камера

Рисунок 1 – Принципиальная схема воздушно-компрессорной холодильной установки

## 2 Расчет идеального цикла

### 2.1 Определение неизвестных параметров в узловых точках цикла

**Точка 1:**  $p_1 = 0,1$  МПа;  $T_1 = 263$  К.

Удельный объем  $v_1$  определим из уравнения состояния:

$$p_1 v_1 = R T_1, \quad (1)$$

где  $p_1$  – давление в начале сжатия, Па;  $v_1$  – удельный объем в начале сжатия, м<sup>3</sup>/кг;  $R$  – газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К),  $R = 287$ ;  $T_1$  – температура в начале сжатия, К.

Уравнение (1) выразим относительно удельного объема  $v_1$ .

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1 \cdot 10^6}.$$

$$v_1 = \frac{287 \cdot 263}{0,1 \cdot 10^6} = 0,755 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Давление:  $p_1 = 0,1$  МПа. Температура:  $T_1 = 263$  К.

**Точка 2:**  $p_2 = 0,7$  МПа; процесс 1-2 – адиабатное сжатие.

Уравнение адиабатного процесса:  $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ . (2)

где  $k$  – коэффициент адиабаты,  $k = 1,4$ .

Удельный объем  $v_2$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим из уравнения (2):

$$v_2 = v_1 \sqrt[k]{\frac{p_1}{p_2}}.$$

$$v_2 = 0,755 \cdot 1,4 \sqrt[1,4]{\frac{0,1}{0,7}} = 0,188 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температуру  $T_2$ , К, определим из формулы (1) относительно точки 2.

$$T_2 = \frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,188}{287} = 458 \text{ К (212 } ^\circ\text{C)}.$$

**Точка 3:**  $p_3 = p_2 = 0,7$  МПа, так как процесс 2-3 – изобарное охлаждение в теплообменнике; температура:  $T_3 = 293$  К.

Удельный объем  $v_3$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим по формуле (1) относительно точки 3.

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3}.$$

$$v_3 = \frac{287 \cdot 293}{0,7 \cdot 10^6} = 0,12 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

**Точка 4:**  $p_4 = p_1 = 0,1$  МПа, так как процесс 4-1 – изобарный нагрев в холодильной камере.

Удельный объем  $v_4$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим по формуле (2) относительно точки 4, так как процесс 3-4 – адиабатное расширение в детандере:

$$v_4 = v_3 \sqrt[k]{\frac{p_3}{p_4}}.$$

$$v_4 = 0,12 \cdot 1,4 \sqrt[0,7]{\frac{0,7}{0,1}} = 0,48 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температуру  $T_4$  определим по формуле (1) относительно точки 4:

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R}.$$

$$T_4 = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,48}{287} = 167 \text{ К}.$$

## 2.2 Определение изменение удельной энтропии $\Delta s$

Процесс 1-2 – адиабатный, поэтому изменение энтропии  $\Delta s_{1-2} = 0$

Процесс 2-3 – изобарный, поэтому изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К):

$$\Delta s_{2-3} = s_3 - s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_3}, \quad (3)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К),  $c_p = 1,009$ .

$$\Delta s_{3-2} = s_3 - s_2 = 1,009 \cdot \ln \frac{458}{293} = 0,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Процесс 3-4 – адиабатный, поэтому изменение удельной энтропии

$$\Delta s_{3-4} = 0.$$

Процесс 4-1 – изобарный, поэтому изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К), определяем по формуле (3) относительно данного процесса.

$$\Delta s_{4-1} = s_4 - s_1 = c_p \ln \frac{T_4}{T_1}. \quad (4)$$

$$\Delta s_{1-4} = s_1 - s_4 = 1,009 \cdot \ln \frac{167}{263} = -0,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

**2.3 Определение удельной тепловой мощности  $q_1$ , кДж/кг, теплообменника 2.**

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3). \quad (5)$$

$$q_1 = 1,009(458 - 293) = 166,5 \text{ кДж/кг.}$$

**2.4 Определение удельной производительности холода** холодильной камеры  $q_2$ , кДж/кг, по формуле (5):

$$q_2 = c_{pm}(T_1 - T_4). \quad (6)$$

$$q_2 = 1,009 \cdot (263 - 167) = 96 \text{ Дж/кг.}$$

**2.5 Определение расхода воздуха M**

$$M = \frac{Q_2}{q_2}. \quad (7)$$

$$M = \frac{150}{96} = 1,55 \text{ кг/с.}$$

**2.6 Определение удельной теплоты  $q_0$  и теплоты  $Q_0$  цикла**

$$q_0 = q_2 - q_1. \quad (8)$$

$$q_0 = 166,5 - 96 = 70,5 \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_0 = Mq_0. \quad (9)$$

$$Q_0 = 1,55 \cdot 70,5 = 109 \text{ кВт.}$$

**2.7 Определение холодильного коэффициента**

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (10.a)$$

$$\varepsilon_x = \frac{96}{70,5} = 1,36.$$

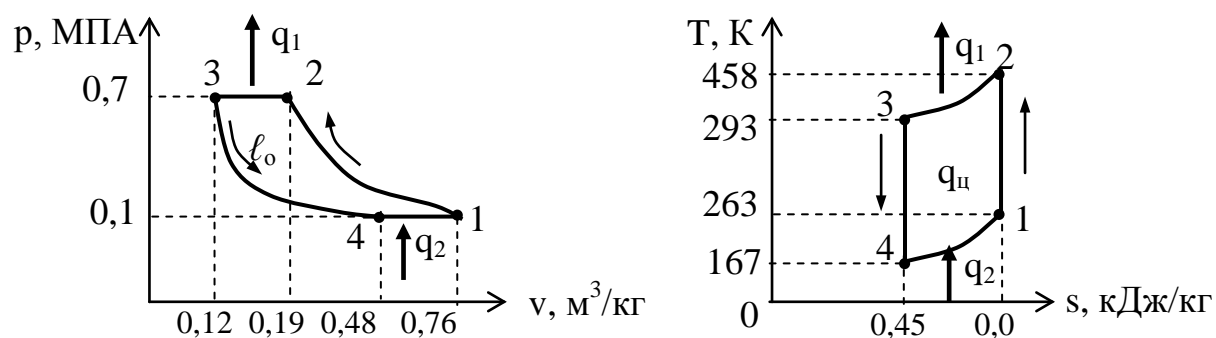
$$\varepsilon_x = \frac{T_1}{T_2 - T_1}. \quad (10.б)$$

$$\varepsilon_x = \frac{263}{458 - 263} = 1,35.$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (10.в)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{0,7}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1} = \frac{1}{1,7436 - 1} = \frac{1}{0,7436} = 1,345.$$

### 3 Цикл установки в координатах $p-v$ и $T-s$



1-2 – адиабатное сжатие в компрессоре; 2-3 – изобарное охлаждение в теплообменнике; 3-4 – адиабатное расширение в детандере;

4-1 – изобарный нагрев в холодильной камере

Рисунок 2 – Цикл холодильной установки в  $p-v$  и  $T-s$  координатах

### Задача № 3

#### Рекуперативный теплообменный аппарат типа «Труба в трубе»

Таблица 1 – Исходные данные

Параметры	Номер варианта														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$t_1^{\perp}, ^\circ\text{C}$	400	370	450	415	385	460	510	500	480	390	400	370	450	415	385
$t_2^{\perp}, ^\circ\text{C}$	165	200	215	250	260	270	280	230	250	225	165	200	215	250	260
$t_1^{\parallel}, ^\circ\text{C}$	5	5	5	5	5	10	10	10	10	15	15	15	15	15	15
$t_2^{\parallel}, ^\circ\text{C}$	80	80	80	80	80	140	75	75	75	70	70	65	65	65	65
$M_1, \text{кг/с}$	1,5	–	1,8	–	1,5	–	1,8	–	2,0	–	2,0	–	2,4	–	2,4
$M_2, \text{кг/с}$	–	4,5	–	4,0	–	3,5	–	3,0	–	2,5	–	2,0	–	1,5	–
$\alpha_1 \cdot 10^{-1}$	42	42	40	40	38	38	35	35	32	32	30	30	28	28	26
$\alpha_2 \cdot 10^{-2}$	26	42	28	35	30	30	32	28	35	25	38	20	40	23	27
Расположение труб	Г	Г	В	В	Г	Г	В	В	Г	Г	В	В	Г	Г	В
Матер.	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С

Продолжение таблицы 1

Параметры	Номер варианта														
	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
$t_1^{\perp}, ^\circ\text{C}$	400	370	450	415	385	460	510	500	480	390	400	370	450	415	385
$t_2^{\perp}, ^\circ\text{C}$	165	200	215	250	260	270	280	230	250	225	165	200	215	250	260
$t_1^{\parallel}, ^\circ\text{C}$	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25	30	30	30	30	30
$t_2^{\parallel}, ^\circ\text{C}$	60	60	60	60	65	65	65	65	70	70	70	70	75	75	75
$M_1, \text{кг/с}$	0,5	–	0,8	–	1,5	–	1,8	–	2,0	–	2,2	–	2,4	–	2,6
$M_2, \text{кг/с}$	–	4,5	–	4,0	–	3,5	–	3,0	–	2,5	–	2,0	–	1,5	–
$\alpha_1 \cdot 10^{-1}$	42	42	40	40	38	38	35	35	32	32	30	30	28	28	26
$\alpha_2 \cdot 10^{-2}$	26	42	28	35	30	30	32	28	35	25	38	20	40	23	27
Расположение труб	Г	Г	В	В	Г	Г	В	В	Г	Г	В	В	Г	Г	В
Матер.	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С



**Греющий теплоноситель** – дымовые газы, которые движутся в межтрубном пространстве.

**Нагреваемый теплоноситель** – вода, которая движется по внутренней трубе.

Теплообменник выполнен из металлических труб.

### Параметры:

- $t_1^I$  – начальная температура греющего теплоносителя, °С;
- $t_2^I$  – конечная температура греющего теплоносителя, °С;
- $t_1^{II}$  – начальная температура нагреваемого теплоносителя, °С;
- $t_2^{II}$  – конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С;
- $M_1$  – расход греющего теплоносителя, кг/с;
- $M_2$  – расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;
- $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности внутренней трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности внутренней трубы к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $d_1, d_2$  – внутренний и наружный диаметр внутренней трубы, м,  $d_1 = 33 \cdot 10^{-3}$ ,  $d_2 = 38 \cdot 10^{-3}$ ,  $\delta$  – толщина стенки труб, м,  $\delta = 10^{-3}(38 - 33)/2 = 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,0025$ ;
- материал труб: сталь – С; латунь – Л;
- расположение труб: горизонтальное – Г; вертикальное – В;
- $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки труб, Вт/(м·К): сталь – 50; латунь – 100.

### Задание

1. Определить

(для прямоточной и противоточной схемы движения теплоносителей):

1.1) тепловую мощность  $Q$ , Вт, передаваемую от греющего теплоносителя к нагреваемому теплоносителю;

1.2) неизвестный расход  $M$ , кг/с, одного из теплоносителей;

1.3) средний температурный напор  $\Delta t_{cp}$ ;

1.4) коэффициент теплоотдачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);

1.5) площадь поверхности нагрева  $F$ , м<sup>2</sup>.

2. Вычертить по результатам расчета графики изменения температуры теплоносителей при прямоточной и противоточной схеме движения теплоносителей и принципиальную схему теплообменника.

3. Выводы.

4. Ответить на контрольные вопросы:

- какое устройство называется теплообменным аппаратом?
- какие типы теплообменных аппаратов вы знаете?
- схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах?
- какие уравнения положены в основу теплового расчета теплообменников?
- какие процессы передачи теплоты происходят в рекуперативном теплообменнике «труба в трубе»?
- в каком случае можно рассчитывать коэффициент теплопередачи по формулам плоской пластины?

## Общие теоретические положения

**Устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой, называют теплообменными аппаратами или теплообменниками.**

Среды, участвующие в процессе теплообмена, называют **теплоносителями**. Теплоносителями могут быть газы, жидкости, пары.

**1. По принципу действия и конструктивному исполнению все устройства подразделяются на теплообменники:**

- поверхностные;
- контактные (смесительные);
- с внутренним источником теплоты.

**Поверхностные теплообменники** – устройства, в которых процесс передачи теплоты связан с поверхностью твердого тела, то есть теплообмен от одной среды к другой происходит через разделительную стенку. Они, в свою очередь, разделяются на теплообменники: *рекуперативные; регенеративные.*

**Рекуперативные поверхностные теплообменники** – такие устройства, где два теплоносителя с различными температурами текут в пространствах, разделенных твердой стенкой (калориферы, отопительные приборы, конденсаторы, парогенераторы).

В зависимости от взаимного направления движения теплоносителей (сред) подразделяются на теплообменники:

- прямоточные теплообменники, когда теплоносители движутся в одном направлении;
- противоточные теплообменники, когда теплоносители движутся в противоположных направлениях;
- смешанные теплообменники, когда в одних частях теплообменника – прямоточное движение, в других – противоточное;
- перекрестные, когда в теплообменниках теплоносители движутся в перекрестном направлении.

**Регенеративные поверхностные теплообменники** – устройства, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается попеременно то горячей средой, то холодной средой (воздухоподогреватели мартеновских и доменных печей). Передача теплоты осуществляется с помощью специальных насадок (керамических тел, металлической стружки, гофрированной ленты и т. д.) – **аккумуляторов теплоты**, которые поочередно и омываются то горячим, то холодным теплоносителем.

**Контактные** (смесительные) теплообменники – устройства, в которых процесс тепломассообмена происходит при непосредственном соприкосновении и перемешивании теплоносителей (градирни, деаэраторы).

**Теплообменники с внутренними источниками теплоты** – устройства с одним теплоносителем, в котором отводится теплота, выделенная в самом теплообменнике (электронагреватели, ядерные реакторы).

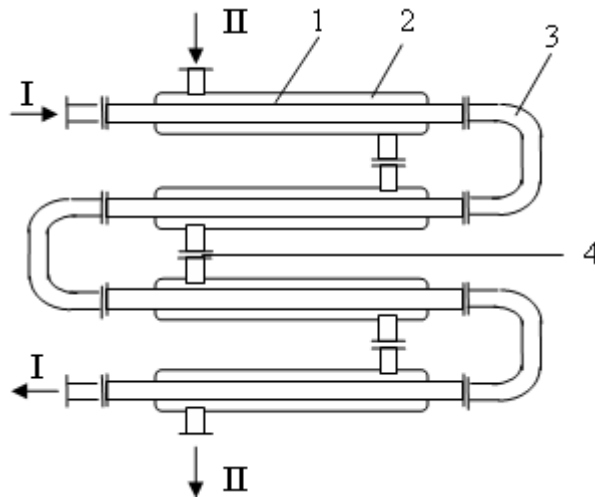
2. **По назначению подразделяются на:** подогреватели; испарители; холодильники; конденсаторы.

3. **По конфигурации поверхностей теплообмена** могут быть: трубчатые; змеевиковые; пластинчатые; спиралеобразные.

Наиболее часто в практике встречаются **рекуперативные поверхностные теплообменники**.

Простейшим представителем такого теплообменника является теплообменник «**труба в трубе**» (рисунок 1), в котором один из теплоносителей проходит по внутренней трубе, второй – кольцевом зазоре между трубами. Этот теплообменник применяют при небольших значениях передаваемого теплового потока  $Q$ , Вт, (например, местное горячее водоснабжение), так как в противном случае он становится громоздким и металлоемким.

Несмотря на различия в принципе действия и в конструктивном устройстве, основы теплового расчета одинаковы для всех теплообменных аппаратов.



1 – внутренняя труба; 2 – наружная труба; 3 – соединительная труба;  
4 – соединительный штуцер; I, II – вход и выход теплоносителей

Рисунок 1 – Теплообменник типа «труба в трубе»

В основу теплового расчета положены два уравнения:

1. Уравнение теплового баланса:

$$Q = M_1 c_1 (t_1^I - t_2^I) \eta_t = M_2 c_2 (t_2^{II} - t_1^{II}), \quad (1)$$

$$Q = M_1 (i_1^I - i_2^I) \eta_t = M_2 (i_2^{II} - i_1^{II}), \quad (2)$$

где  $c_1, c_2$  – удельная теплоемкость (при  $p = \text{const}$ ) греющего и нагреваемого теплоносителя, кДж/(кг·К);

$\eta_t$  – поверхностный КПД теплообменника,  $\eta_t = 0,90 \dots 0,95$  (при хорошей теплоизоляции корпуса теплообменника);

$M_1, M_2$  – массовый расход, кг/с, соответственно горячего (греющего) и холодного (нагреваемого) теплоносителя;

$t_1^I, t_2^I$  – начальная и конечная температура греющего (горячего) теплоносителя, °С;

$t_1^{II}, t_2^{II}$  – начальная и конечная температура нагреваемого (холодного) теплоносителя, °С;

$i_1^I, i_2^I$  – начальная и конечная удельная энтальпия греющего (греющего) теплоносителя, Дж/кг;

$i_1^{\parallel}, i_2^{\parallel}$  – начальная и конечная удельная энтальпия нагреваемого (холодного) теплоносителя, Дж/кг

2. Уравнение теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}, \quad (3)$$

где  $F$  – площадь поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{cp}$  – средний температурный напор (перепад), град;

$K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·град).

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m}), \quad (4.a)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}}, \quad (4.b)$$

где  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{m}$  – температурный перепад теплоносителей соответственно средний, больший и меньший на концах теплообменника.

В **прямоточном теплообменнике** значение  $\Delta t_{\delta}$  всегда равно разности температур теплоносителей на входе в теплообменник,  $\Delta t_{\delta} = (t_1^{\downarrow} - t_1^{\parallel})$ ,  $\Delta t_{m}$  – на выходе из него,  $\Delta t_{m} = (t_2^{\downarrow} - t_2^{\parallel})$ .

В **противоточном теплообменнике**  $\Delta t_{\delta}$  равно разности температур теплоносителей на входе греющего и на выходе нагреваемого,  $\Delta t_{\delta} = (t_1^{\downarrow} - t_2^{\parallel})$ , а  $\Delta t_{m}$  равно разности температур теплоносителей на входе нагреваемого и на выходе греющего,  $\Delta t_{m} = (t_2^{\downarrow} - t_1^{\parallel})$ .

При значении  $(\Delta t_{\delta}/\Delta t_{m}) < 2$  можно  $\Delta t_{cp}$  определять по формуле (4a) и погрешность не будет превышать 4 %.

Коэффициент теплопередачи **плоской** и **цилиндрической стенки**, Вт/(кг·К),

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.a)$$

$$K = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{d_{cp} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_H} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{1}{\alpha_2 d_B} \right)}, \quad (5.6)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности внутренней трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности внутренней трубы к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_{ст}$  – толщина стенки труб, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки труб, Вт/(м·К);

$d_1, d_2, d_{cp}$  – внутренний, наружный и средний диаметр внутренней трубы, м.

Если  $\alpha_1 > \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_H$ ; если  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ , то  $d_{cp} = 0,5(d_H + d_B)$ , если  $\alpha_1 < \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_B$ .

При  $d_2/d_1 \leq 1,5$  или когда погрешность, %, при определении коэффициента теплопередачи по формулам (5а) и (5б) составляет не более 4% кривизной стенки можно пренебречь и использовать формулу (5а)

## ПРИМЕР РАСЧЕТА

**Исходные данные:**  $t_1^I = 385 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_2^I = 240 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_1^{II} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_2^{II} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 $M_2 = 1,5 \text{ кг/с}$ ;  $\alpha_1 = 280 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $\alpha_2 = 2300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$ ;  $\delta = 2,5 \text{ мм}$ ;  
расположение труб – горизонтальное; материал труб – латунь,  $\lambda = 100 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

### 1 Расчет

**1.1 Тепловая мощность рекуператора  $Q$ , кВт,** определяется по формуле теплового баланса:

$$Q = M_1 c_1 (t_1^I - t_2^I) \eta_t = M_2 c_2 (t_2^{II} - t_1^{II}), \quad (1)$$

где  $M_1, M_2$  – массовые расходы теплоносителей (греющего и нагреваемого), кг/с;

$c_1, c_2$  – удельная теплоемкость (при  $p = \text{const}$ ) греющего и нагреваемого теплоносителя, кДж/(кг·К),  $c_1 = 1$  (углекислый газ);  $c_2 = 4,19$  (вода);

$\eta_t$  – поверхностный КПД теплообменника,  $\eta_t = 0,90 \dots 0,95$ .

$$M_2 = 1,5 \text{ кг/с}; c_2 = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; t_2^{II} = 30 \text{ }^\circ\text{C}; t_1^{II} = 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$Q = 1,5 \cdot 4,19 \cdot (70 - 5) = 408,525 \text{ кВт}.$$

**1.2 Расход теплоносителя (дымовых газов)  $M_1$ , кг/с,** определяется из формулы теплового баланса (1):

$$M_1 = \frac{Q}{c_1 (t_1^I - t_2^I) \eta_t}.$$

$$M_1 = \frac{408,525}{1 \cdot (385 - 240) \cdot 0,95} = 2,966 \text{ кг/с}.$$

**1.3 Средний температурный напор  $\Delta t_{cp}$ ,** определяется по формуле:



$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M}}, \quad (2)$$

где  $\Delta t_{cp}$ ,  $\Delta t_{\bar{\theta}}$ ,  $\Delta t_M$  – температурный перепад теплоносителей соответственно средний, больший и меньший на концах теплообменника.

При значении  $(\Delta t_{\bar{\theta}}/\Delta t_M) < 1,7$  можно  $\Delta t_{cp}$  определять по формуле (4а) и погрешность не будет превышать 4 %.

**Прямоток:**  $\Delta t_{\bar{\theta}} = 385 - 5 = 380$ ;  $\Delta t_M = 240 - 70 = 170$ ;

$$\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M} = \frac{380}{170} = 2,2 > 1,7; \quad \Delta t_{cp} = \frac{380 - 170}{\ln 2,235} = \frac{210}{0,8} = 261.$$

**Противоток:**  $\Delta t_{\bar{\theta}} = 385 - 70 = 315$ ;  $\Delta t_M = 240 - 5 = 235$ ;

$$\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M} = \frac{315}{235} = 1,34; \quad \Delta t_{cp} = \frac{315 - 235}{\ln 1,34} = \frac{80}{0,29} = 275,86.$$

**Коэффициент теплоотдачи  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), по формулам:**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.a)$$

$$K = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{d_{cp} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)}, \quad (3.б)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности внутренней трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К), 280;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности внутренней трубы к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·К), 2300;

$\delta_{ст}$  – толщина стенки труб, м,  $\delta = 2,5 \cdot 10^{-3}$ ;

$\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки труб, Вт/(м·К),  
 $\lambda = 100$ ;

$d_1, d_2, d_{cp}$  – внутренний, наружный и средний диаметр внутренней трубы, м,  
 $d_1 = 33 \cdot 10^{-3}$ ,  $d_2 = 38 \cdot 10^{-3}$ .

Если  $\alpha_1 > \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_n (d_2)$ ; если  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ , то  $d_{cp} = 0,5(d_n + d_b)$ , если  $\alpha_1 < \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_b (d_1)$ , так как  $\alpha_1 < \alpha_2$ , следовательно,  $d_{cp} = 33 \cdot 10^{-3}$ .

При  $d_2/d_1 \leq 1,5$  кривизной стенки можно пренебречь и использовать формулу (4 а) для плоской стенки.

$d_2/d_1 = 38/33 = 1,15 \leq 1,5$ , следовательно, расчет коэффициента теплопередачи по формуле (4 а).

Так как  $\alpha_1 < \alpha_2$ , следовательно,  $d_{cp} = d_b = 33 \cdot 10^{-3}$  м.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{280} + \frac{0,0025}{50} + \frac{1}{2300}} = \frac{1}{0,004} = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,25 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$k = \frac{1}{0,033 \left( \frac{1}{280 \cdot 0,038} + \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,038}{0,033} + \frac{1}{2300 \cdot 0,033} \right)} = \frac{1}{0,033 \cdot 0,1068} =$$
$$= \frac{1}{0,003525} = 283,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,2837 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Погрешность, %, при определении коэффициента теплопередачи по формулам (3а) и (3б):

$$\frac{283,7 - 250}{283,7} \cdot 100 = 11,88 \%, \text{ следовательно, в расчет принимаем коэффициент}$$

теплопередачи по формуле (3б).

**Площадь поверхности нагрева**  $F, \text{ м}^2$ , определяется по формуле:

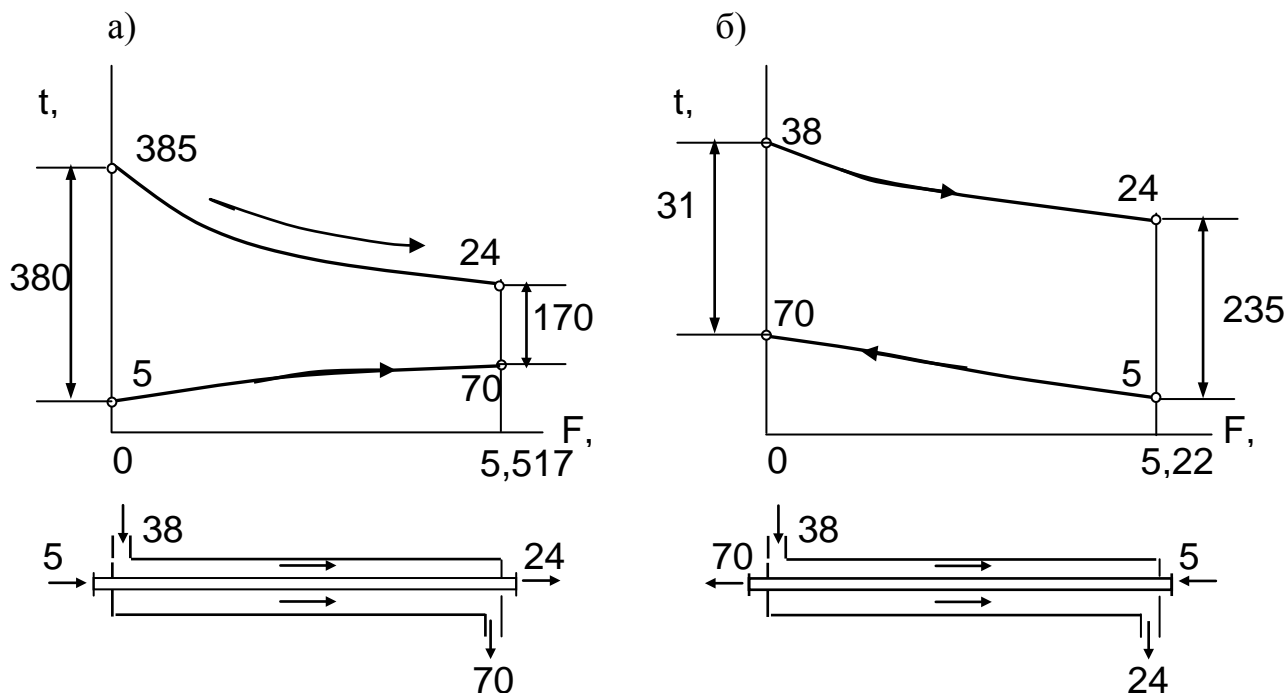
$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи теплообменника, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Прямоток: 
$$F = \frac{408,525}{0,2837 \cdot 261} = 5,517 \text{ м}^2.$$

Противоток: 
$$F = \frac{408,525}{0,2837 \cdot 275,86} = 5,22 \text{ м}^2.$$

## 2 Графики изменения температуры теплоносителей и принципиальная схема теплообменника



а – прямоточная схема движения теплоносителей;

б – противоточная схема движения теплоносителей

Рисунок 1 – График изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена и принципиальная схема теплообменника

## 3 Вывод

Поверхность нагрева при противотоке меньше, чем при прямотоке ( $5,22 < 5,517$ ), так как средняя температура при противотоке больше, чем при прямотоке ( $275,86 > 261$ ).

## 4 Ответить на контрольные вопросы

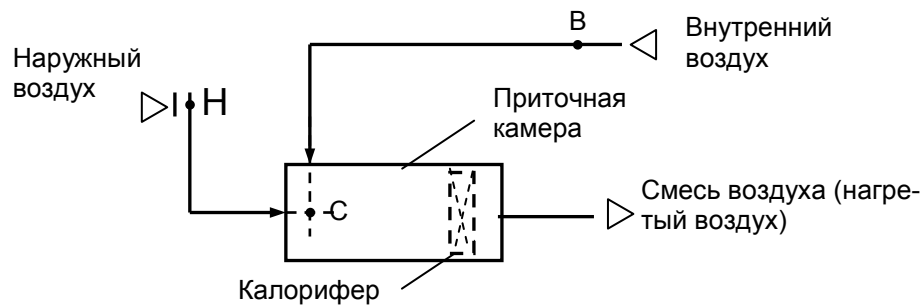
1. Какое устройство называется теплообменным аппаратом?

2. Какие типы теплообменных аппаратов вы знаете?
3. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах?
4. Какие уравнения положены в основу теплового расчета теплообменников?
5. Какие процессы передачи теплоты происходят в рекуперативном теплообменнике «труба в трубе»?
6. В каком случае можно рассчитывать коэффициент теплопередач по формулам плоской пластины?

## Задача № 4

### Влажный воздух

Обработка воздуха в приточной камере осуществляется с частичной рециркуляцией. В камере процесс смешения воздуха может осуществляться 2-мя способами.



Н – точка наружного воздуха; В – точка внутреннего воздуха;

С – точка смеси

Рисунок 1 – Схема движения воздуха

**1-ый способ:** наружный воздух смешивается с внутренним воздухом, забираемым из помещения подогревается в калорифере и подается в помещение с температурой  $t_{пр}$ , °С.

**2-ой способ:** если точка смеси лежит в области ниже  $\varphi = 100\%$ , тогда наружный воздух **предварительно подогревается** в калорифере 1-ой ступени до температуры  $t_{пр}^I$ , °С, смешивается с внутренним воздухом, догревается в калорифере 2-ой ступени и подается в помещение с температурой  $t_{пр}$ .

Исходные данные (таблица 1) и другие данные:

- массовый расход наружного воздуха  $G_n$ , кг/с; его температура  $t_n$ , °С; и влагосодержание  $d_n = 0,1$  г/кг;
- массовый расход внутреннего воздуха  $G_v$ , кг/с; его температура  $t_v$ , °С; и относительная влажность  $\varphi_v$ , %.

Определить (с использованием id-диаграммы)

1. Точку внутреннего воздуха и все ее параметры:  $t_{в}, ^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{в}, \%$ ;  $d_{в}, \text{г/кг}$ ;  $i_{в}, \text{кДж/кг}$ ;  $t_{р}, ^\circ\text{C}$ ;  $p_{п}, \text{Па}$ ;  $t_{м}, ^\circ\text{C}$ .

2. Точку наружного воздуха и ее удельную энтальпию  $i_{н}$  кДж/кг;

3. Точку смеси и все параметры смеси:  $t_{см}, ^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{см}, \%$ ;  $d_{см}, \text{г/кг}$ ;  $i_{см}, \text{кДж/кг}$ ;  $t_{р}, ^\circ\text{C}$ ;  $p_{п}, \text{Па}$ ;  $t_{м}, ^\circ\text{C}$ .

4. Точки приточного воздуха и ее параметры:  $t_{пр}, ^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{пр}, \%$ ;  $d_{пр}, \text{г/кг}$ ;  $i_{пр}, \text{кДж/кг}$ ;  $p_{п}, \text{Па}$ ;  $t_{р}, ^\circ\text{C}$ ;  $t_{м}, ^\circ\text{C}$ .

5. Количество теплоты на подогрев воздуха, Вт:

1) в прямоточной приточной камере  $Q_{\text{прям}}$ ;

2) при смешении воздуха:

- при 1-м способе смешения:  $Q_{см}$  от  $t_{см}$  до  $t_{пр}$ ;

- при 2-м способе смешения:

  - в 1-й ступени подогрева  $Q_1$  от  $t_1$  до  $t_1'$ ;

  - 2-й ступени подогрева  $Q_2$  от  $t_{см}$  до  $t_{пр}$ ;  $\sum Q = Q_1 + Q_2$ .

6. Определить экономию расхода теплоты за счет применения смешения воздуха, %.

7. Минимальную температуру внутренней поверхности наружного ограждения для внутреннего воздуха ( $t_2$ ) с целью не допущения образования на ней конденсата.

8. Ответить на контрольные вопросы:

- что такое влажный воздух?
- характеристики влажности воздуха?
- что можно определить по  $i-d$  диаграмме?
- что такое температура точки росы?
- что такое температура мокрого термометра?

Таблица 1 – Исходные данные

№	$G_{нв}, \text{кг/с}$	$t_{нв}, ^\circ\text{C}$	$G_{вн}, \text{кг/с}$	$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{нв}, \%$	$t_{гип}, ^\circ\text{C}$
1	2,1	-23	0,7	22	60	20
2	2,4	-24	0,60	20	65	18
3	2,5	-20	0,50	21	60	19
4	2,0	-15	0,50	22	55	20

5	1,4	- 20	0,70	20	50	18
6	1,8	- 21	0,60	21	55	19
7	2,0	- 22	0,50	23	60	20
8	2,4	- 23	0,60	21	65	18
9	2,1	- 24	0,40	22	60	19
10	2,4	- 19	0,60	22	55	20
11	2,7	- 18	0,90	21	50	19
12	3,0	- 17	1,00	24	65	22
13	2,7	- 16	0,45	21	60	18
14	2,0	- 20	0,50	22	55	19
15	2,4	- 18	0,6	22	50	20
16	2,8	- 16	0,70	21	55	19
17	2,4	- 14	0,60	23	60	21
18	1,8	- 17	0,40	21	65	18
19	2,0	- 20	0,50	22	50	20
20	2,6	- 23	0,4	23	60	20
21	3,2	- 24	0,80	24	55	20
22	3,0	- 23	0,60	22	50	19
23	2,8	- 22	0,70	20	65	17
24	2,4	- 20	0,60	21	60	18
25	2,5	- 23	0,50	22	55	19
26	2,0	- 21	0,50	20	50	18
27	1,8	- 19	0,60	23	55	20
28	2,6	- 17	0,40	20	60	22
29	2,5	- 15	0,50	22	65	20
30	2,4	- 20	0,6	23	55	21

## Общие теоретические положения

**Влажный воздух** – это двухкомпонентная смесь, состоящая из сухой части воздуха и водяного пара.

Влажный воздух представляет собой один из частных случаев газовой смеси. Для практики представляет интерес влажный воздух при давлениях близких к атмосферному и температурах от минус 50 °С до плюс 100...150 °С. При этих параметрах сухой воздух может находиться только в газообразном состоянии, а вода – в парообразном, жидком или твердом агрегатном состоянии (мельчайших кристалликов воды), в зависимости от температуры смеси. Для рассматриваемых параметров с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать водяной пар, содержащийся во влажном воздухе как идеальный газ, так же как и сухой воздух.

Смесь сухого воздуха и перегретого водяного пара – это **ненасыщенный влажный воздух**. Смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара – это **насыщенный влажный воздух**.

### Характеристики влажности

**Абсолютная влажность**  $D$ ,  $\text{кг/м}^3$  – единица массы водяного пара  $M_{\text{в.п.}}$ , содержащейся в единице объема влажного воздуха  $V_{\text{в.в.}}$ :

$$D = \frac{M_{\text{в.п.}}}{V_{\text{в.в.}}} \quad (1)$$

**Относительная влажность**  $\varphi$ , % – отношение абсолютной влажности к максимально возможной абсолютной влажности при данной температуре воздуха  $t$ , °С,

$$\varphi = \frac{D_t}{D_t^{\text{max}}} 100. \quad (2)$$

Относительную влажность можно определить также отношениями:

$$\varphi = \frac{\rho_t}{\rho_t^{\text{нас}}} = \frac{p_{\text{в.п.}}}{p_{\text{нас}}} 100, \quad (3)$$

где  $\rho$  и  $\rho_{\text{нас}}$  – плотность водяного пара при температуре  $t$  и плотность водяного



пара насыщенного влажного воздуха;

$p_{в.п}$  и  $p_{нас}$  – парциальное давление водяного пара при температуре  $t$  и парциальное давление насыщенного влажного воздуха.

Если содержание пара во влажном воздухе сохраняется постоянным, а температура воздуха повышается, то относительная влажность воздуха будет уменьшаться, так как с ростом температуры растет парциальное давление насыщения водяного пара.

**Влагосодержание**  $d$ ,  $(г_{в.п})/(кг_{с.в})$  – единица массы водяного пара  $M_{в.п}$  (в граммах), содержащейся в единице массы сухого воздуха  $M_{с.в}$ .

Поскольку влажный воздух – **термодинамическая система** (двухкомпонентная смесь) поэтому влажный воздух, как рабочее тело, подчиняется законная смеси идеального газа.

Если записать уравнения состояния отдельно для водяного пара и сухого воздуха, входящих в объем влажного воздуха:

$$p_{в.п} V_{в.п} = M_{в.п} R_{в.п} T_{в.п};$$
$$p_{с.в} V_{с.в} = M_{с.в} R_{с.в} T_{с.в},$$

и почленно разделить одно уравнение на другое, то получим:

$$\frac{p_{в.п}}{p_{с.в}} = \frac{M_{в.п} R_{в.п}}{M_{с.в} R_{с.в}}.$$

Учитывая что:

- $d = \frac{M_{в.п.}}{M_{с.в.}}$ ;
- $R_{с.в} = 287$  Дж/(кг·град) и  $R_{в.п} = 462$  Дж/(кг·град);
- **давление** влажного воздуха (как смеси), Па, по закону Дальтона равно сумме парциальных давлений смеси,

$$p_{в.в} = p_{с.в} + p_{в.п.}; \quad (4)$$

• **температура** влажного воздуха, К, имеет такое же значение как сухой воздух и водяные пары, так как в этой смеси температура его выравнивается:

$$T_{в.в} = T_{с.в} = T_{в.п} = T, \quad (5)$$

тогда  $p_{с.в} = p_{бар} - p_{в.п}$ , получим уравнение для определения, так как давление влажного воздуха близко к атмосферному.

Отсюда влагосодержание: 
$$d = 622 \frac{p_{в.п}}{p_{бар} - p_{в.п}}. \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что влагосодержание влажного воздуха  $d$  зависит от парциального давления водяного пара  $p_{в.п}$  в нем при одном и том же барометрическом давлении  $p_{бар}$ , которое в свою очередь зависит от температуры.

**Степень насыщения**  $\psi_t$  – отношение влагосодержания  $d$  к максимально возможному влагосодержанию влажного воздуха при данной температуре  $t_{нас}$ :

$$\Psi_t = \frac{d}{d_{нас}}. \quad (7)$$

Если температура влажного воздуха не слишком велика ( $t_{в.в} \leq 60$  °С), то влагосодержание насыщения тоже – мало [ $d_{нас} \leq 30$  г/(кг с. в)], а тем более мало парциальное давление насыщения водяных паров ( $p_{в.п} \leq 4,5$  кПа) по сравнению с нормальным барометрическим давлением ( $p_{бар} = 101,325$  кПа) и поэтому считают, что степень насыщения влажного воздуха равна относительной влажности ( $\psi = \phi$ ).

### **Параметры влажного воздуха, как смеси идеальных газов**

**Давление** уже рассмотрено при определении влагосодержания через давления компонентов, формула (4).

**Температуру** тоже уже рассмотрена при определении влагосодержания через давления компонентов, формула (5).

**Масса** влажного воздуха, кг, равна сумме произведений массовых долей на массу каждого компонента ( $g_{с.в}$  – сухого воздуха и  $g_{в.п}$  – водяных паров),

$$M_{в.в} = g_{с.в} M_{с.в} + g_{в.п} M_{в.п}, \quad (8)$$

где  $g_{с.в}$  – массовая доля сухого воздуха,  $g_{с.в} = \frac{M_{с.в}}{M_{в.в}}$ ;

$g_{в.п}$  – массовая доля водяного пара,  $g_{в.п} = \frac{M_{в.п}}{M_{в.в}}$ .

Если массу сухого воздуха принять за 1 кг ( $M_{с.в} = 1$  кг), а массу водяного пара выразить в килограммах через влагосодержание, и так как влагосодержание  $d = \frac{M_{в.п}}{M_{с.в}}$ , тогда  $M_{в.п} = d \cdot 10^{-3}$ , отсюда следует, что масса влажного воздуха, кг,

$$M_{в.в} = 1 + d \cdot 10^{-3}. \quad (9)$$

$M_{в.в} = 1 + 30 \cdot 10^{-3} \approx 1,03$  кг, следовательно, в практических расчетах  $M_{в.в}$  можно принимать как массу влажного воздуха с точностью до 3 %, как массу сухого воздуха:

$$M_{в.в} = M_{с.в}. \quad (10)$$

**Объем** влажного воздуха,  $m^3$ , имеет такое же значение как сухой воздух и водяные пары, так как он всегда занимают конкретный объем (помещения, оборудования, воздухопроводов и т. д):

$$V_{в.в} = V_{с.в} = V_{в.п} = V. \quad (11)$$

**Плотность**  $\rho_{в.в}$ ,  $кг/м^3$ ,

$$\rho_{в.в} = \frac{M_{в.в}}{V} = \frac{M_{с.в}}{V} + \frac{M_{в.п}}{V} = \rho_{с.в} + \rho_{в.п}, \quad (12.a)$$

$$\rho_{в.в} = g_{с.в} \rho_{с.в} + g_{в.п} \rho_{в.п}. \quad (12.б)$$

Так как массовая доля водяного пара мала, то в инженерных расчетах можно принять

$$\rho_{в.в} \approx \rho_{с.в}, \quad (13)$$

но следует помнить, что  $\rho_{в.в} < \rho_{с.в}$ , так как молярная масса водяного пара  $\mu_{в.п} = 18,016$  кмоль, а молярная масса сухого воздуха  $\mu_{с.в} = 28,29$  кмоль.

**Удельный объем** – из уравнения состояния влажного воздуха:

$$p_{в.в} v_{в.в} = R_{в.в} T_{в.в}, \quad (14)$$

$$v_{в.в} = \frac{V_{в.в}}{M_{в.в}} = \frac{V}{M_{с.в} + d \cdot 10^{-3}}. \quad (15)$$

Следовательно, удельный объем влажного воздуха тоже можно принимать как удельный объем сухого воздуха, так как  $M_{в.в} = M_{с.в}$  по формуле (9).

$$v_{в.в} = v_{с.в}. \quad (16)$$

**Газовая постоянная** влажного воздуха  $R_{в.в}$ , Дж/(кг·К),

$$R_{в.в} = \frac{M_{с.в}}{M_{в.в}} R_{с.в} + \frac{M_{в.п}}{M_{в.в}} R_{в.п} = \frac{M_{с.в}}{M_{в.в}} \cdot R_{с.в} + \frac{d \cdot 10^{-3}}{M_{в.в}} R_{в.п}.$$

$$R_{в.в} = \frac{M_{с.в}}{M_{с.в}} R_{с.в} + \frac{d \cdot 10^{-3}}{M_{с.в}} R_{в.п} = 1 \cdot R_{с.в} + d \cdot 10^{-3} R_{в.п} = \\ = 1 \cdot 287 + 30 \cdot 10^{-3} \cdot 476 = 287 + 14,28 = 301,28,$$

где  $R_{с.в}$  – газовая постоянная сухой части воздуха, Дж/(кг·К),  $R_{с.в} = 287$ ;

$R_{в.п}$  – газовая постоянная водяного пара, Дж/(кг·К),  $R_{с.в} = 476$ .

Следовательно, в практических расчетах  $R_{в.в}$  можно принимать как газовую постоянную сухого воздуха, так как  $\frac{301,28 - 287}{301,28} \cdot 100 = 4,74$  меньше 5 %,

что допустимо в инженерных расчетах.

$$R_{в.в} = R_{с.в}. \quad (17)$$

### Тепловлажностные характеристики

**Удельная изобарная теплоемкость**  $c_{в.в.}$ , кДж/(кг·К), которую относят к 1 килограмму сухого воздуха или к  $d \cdot 10^{-3}$  килограмму водяного пара, равна

$$c_{в.в} = 1 \cdot c_{с.в} + (d \cdot 10^{-3}) c_{в.п}. \quad (18.a)$$

Для инженерных расчетов можно принять:  $c_{в.в} \approx c_{с.в} \approx 1,008$ .  
(18.б)

**Удельная энтальпия**  $i_{в.в}$ , кДж/кг, которую тоже относят к 1 килограмму сухого воздуха или к  $d \cdot 10^{-3}$  килограмму водяного пара, равна:

$$i_{в.в} = g_{с.в} i_{с.в} + g_{в.п} i_{в.п} = 1 \cdot i_{с.в} + d \cdot 10^{-3} i_{в.п}, \quad (19. a)$$

выразив удельные энтальпии через произведение удельной теплоемкости и температуры, получим:

$$i_{в.в} = c_{с.в} t + d \cdot 10^{-3} (c_{в.п} t + r), \quad (19. б)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

В системе измерений СИ:

$$i_{в.в} = 1,008 \cdot t + (d \cdot 10^{-3}) \cdot (1,8 \cdot t + 2\,500). \quad (19. в)$$

## **i-d диаграмма влажного воздуха**

Свойства влажного воздуха необходимо знать при вентиляции помещений с избыточными выделениями тепла и влаги, а также при исследовании процессов сушки материалов и для других инженерных задач.

Все параметры влажного воздуха можно определить аналитически, но в проектной практике широкое распространение получил **графический метод** их определения с помощью i-d диаграммы влажного воздуха. Эта диаграмма была предложена профессором Л.К. Рамзиным в 1918 г. и широко применяется в расчетах систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (ВОК) и процессов сушки.

В основу построения диаграммы легли два уравнения (6) и (19в) – влагосодержания и удельной энтальпии влажного воздуха:

$$1) d = 622 \frac{p_{в.п}}{p_{бар} - p_{в.п}};$$

$$2) i_{в.в} = 1,008 \cdot t + d \cdot 10^{-3} \cdot (1,8 \cdot t + 2500).$$

Диаграмма i-d графически связывает следующие параметры:

- влагосодержание  $d$ , г<sub>в.п</sub>/кг<sub>с.в</sub>;
- удельную энтальпию.  $i$ , кДж/(кг<sub>с.в</sub>);
- температуру,  $t$  °С;
- относительную влажность  $\varphi$ , %;
- парциальное давление водяных паров  $p_{в.п}$ , кПа.

По оси абсцисс откладывается **влагосодержание**  $d$ , г<sub>в.п</sub>/кг<sub>с.в</sub>, а по оси ординат – **удельная энтальпия** влажного воздуха  $i$ , кДж/(кг<sub>с.в</sub>), и температура  $t$  °С. За начало отсчета удельной энтальпии принята нулевая точка, в которой  $d = 0$ ,  $i = 0$ ,  $t = 0$ .

При построении диаграммы принята косоугольная система координат, так как в такой системе область ненасыщенного воздуха занимает большую площадь диаграммы. Через точки на оси ординат проводят линии постоянной удельной энтальпии ( $i = \text{const}$ ) под углом 135 ° к линии постоянного влагосодержания ( $d = \text{const}$ ). После нанесения сетки из линий  $i = \text{const}$  и  $d =$

const на диаграмму наносят линии постоянной температуры – **изотермы** ( $t = \text{const}$ ) и кривые линии постоянной относительной влажности ( $\varphi = \text{const}$ ). Уравнение энтальпии показывает, что **изотермы** – прямые линии. В нижней части диаграммы нанесена линия парциальных давлений водяного пара  $p_{\text{в.п}}$ , кПа.

Кривая линия, соответствующая  $\varphi = 100\%$ , делит диаграмму на две части. Справа от линии расположена область **влажного ненасыщенного воздуха**, слева – область **влажного насыщенного воздуха**.

Два любых параметра определяют на диаграмме **точку тепловлажностного состояния** воздуха, по которой можно найти остальные параметры.

Обычно диаграмма строится для какого-то конкретного атмосферного давления. Но по этой диаграмме можно рассчитывать параметры влажного воздуха и для других атмосферных давлений воздуха, хотя линии относительных влажностей  $\varphi = \text{const}$  – неоднозначны. В этом случае

$$d = 0,622 \frac{1}{\frac{p_{\text{бар}}}{\varphi p_{\text{в.п}}} - 1}. \quad (20)$$

Отсюда вытекает, что любая кривая  $\varphi = \text{const}$  может быть использована для любых атмосферных давлений, но значения  $\varphi$  определяется отношением ( $p_{\text{бар}}/\varphi$ ).

Кроме того, по диаграмме можно найти параметры насыщения влажного воздуха:

1) парциальное давление насыщения водяными парами воздуха  $p_{\text{в.п}}^{\text{нас}}$  при  $t = \text{const}$ ;

2) насыщенное влагосодержание водяными парами воздуха при данной температуре,  $d_t = d_t^{\text{нас}}$ ;

3) насыщенная энтальпия водяными парами воздуха, при данной температуре,  $i_t = i_t^{\text{нас}}$ ;

4) температуру точки росы  $t_p$  – температуру насыщения при  $d = \text{const}$ ;

5) температуру мокрого термометра  $t_m$  – температуру насыщения при  $i = \text{const}$ .

По двум любым параметрам на диаграмму наносится точка, которая характеризует тепловлажностное состояние влажного воздуха и по этой точке можно определить все остальные параметры (рисунок 1).

**Например** возьмем точку с параметрами воздуха:  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\varphi = 50 \%$ .

Находим следующие параметры воздуха:  $i$ , кДж/кг,  $d$ , г/(кг с. в),  $p_{в.п}$ , кПа,  $p_{в.п}^{\text{нас}}$ ,  $d_t^{\text{нас}}$ ,  $i_t^{\text{нас}}$ ,  $t_p$ ,  $t_m$ .

Опускаясь от точки вниз по  $d = \text{const}$  до линии парциального давления водяного пара, далее по горизонтали определим парциальное давление водяного пара воздуха ( $p_{в.п}$ ), кПа. Для определения  $p_{в.п}^{\text{нас}}$  из точки идем по линии  $t = \text{const}$  до пересечения с линией  $\varphi = 100 \%$ , а затем по  $d = \text{const}$  до пересечения со вспомогательной линией парциального давления водяного пара, далее по горизонтали определим парциальное давление насыщения водяного пара воздуха.

Движение от точки по  $i = \text{const}$  до шкалы энтальпий, определим удельную энтальпию, кДж/кг. Для определения  $i_{в.п}^{\text{нас}}$  из точки идем по линии  $t = \text{const}$  до пересечения с линией  $\varphi = 100 \%$ , а затем по  $i = \text{const}$  до шкалы энтальпий.

Движение от точки по  $i = \text{const}$  до кривой  $\varphi = 100 \%$  и далее по  $t = \text{const}$  даст температуру мокрого термометра  $t_m$ ,  $^\circ\text{C}$ , а движение по  $d = \text{const}$  до пересечения с  $\varphi = 100 \%$  и далее идя по  $t = \text{const}$  покажет температуру точки росы  $t_p$ ,  $^\circ\text{C}$ .

Параметры воздуха:  $d \approx 7,7$  г/(кг·с. в);  $i \approx 39,5$  кДж/кг;  $p_{в.} \approx 1,3$  кПа;  $p_{в.п}^{\text{нас}} \approx 2,39$  кПа;  $d_t^{\text{нас}} = 14$  г/(кг·с. в);  $i_t^{\text{нас}} \approx 58$  кДж/кг;  $t_p \approx 10$   $^\circ$ ,  $t_m \approx 14$   $^\circ\text{C}$ .

Для определения относительной влажности используются психрометры, построенные на понятиях температуры мокрого и сухого термометров.

Известны: психрометр *Августа* (рисунок 1) и психрометр *Ассмана* (рисунок 2).

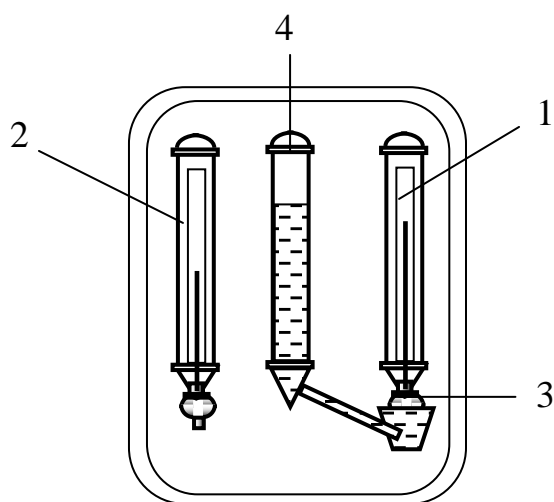
Психрометр состоит из двух жидкостных термометров – *сухого* и *мокрого*.

Сухой термометр показывает температуру окружающего воздуха  $t_c$ ,  $^\circ\text{C}$ , мокрый – температуру мокрого термометра  $t_m$ ,  $^\circ\text{C}$ .

В психрометре Августа установлен стеклянный сосуд, куда наливается дистиллированная (кипяченая) вода. Шарик (баллончик) обернут тонкой тканью, которая свисает в сосуд с водой.

Шарик (баллончик) мокрого термометра психрометра Августа обернут тонкой тканью, постоянно смачиваемый дистиллированной (кипяченой) водой.

Вода, испаряясь с ткани, отнимает тепло и вызывает понижение температуры в мокром термометре. Поэтому показания мокрого термометра ниже показания сухого ( $t_m < t_c$ ). Чем ниже влажность воздуха, тем интенсивнее испаряется вода с поверхности мокрого термометра и тем сильнее снижается температура по шкале мокрого термометра и наоборот. То есть чем суше воздух, тем больше разница в показаниях термометров – психрометрическая разность температур:  $\Delta t = t_c - t_m$ . Когда воздух полностью насыщен водяными парами, то есть при относительной влажности воздуха 100 % и показания термометров становятся равными ( $t_m = t_c$ ), в этом случае психрометрическая разность температур равна нулю ( $\Delta t = t_c - t_m = 0$ ), так как не будет испарения воды.



- 1 – сухой термометр;
- 2 – мокрый термометр;
- 3 – смачиваемая ткань;
- 4 – сосуд с водой

Рисунок 1 – Психрометр Августа

Показания температур по психрометру Августа дают искажения в показаниях температур, по следующим причинам:

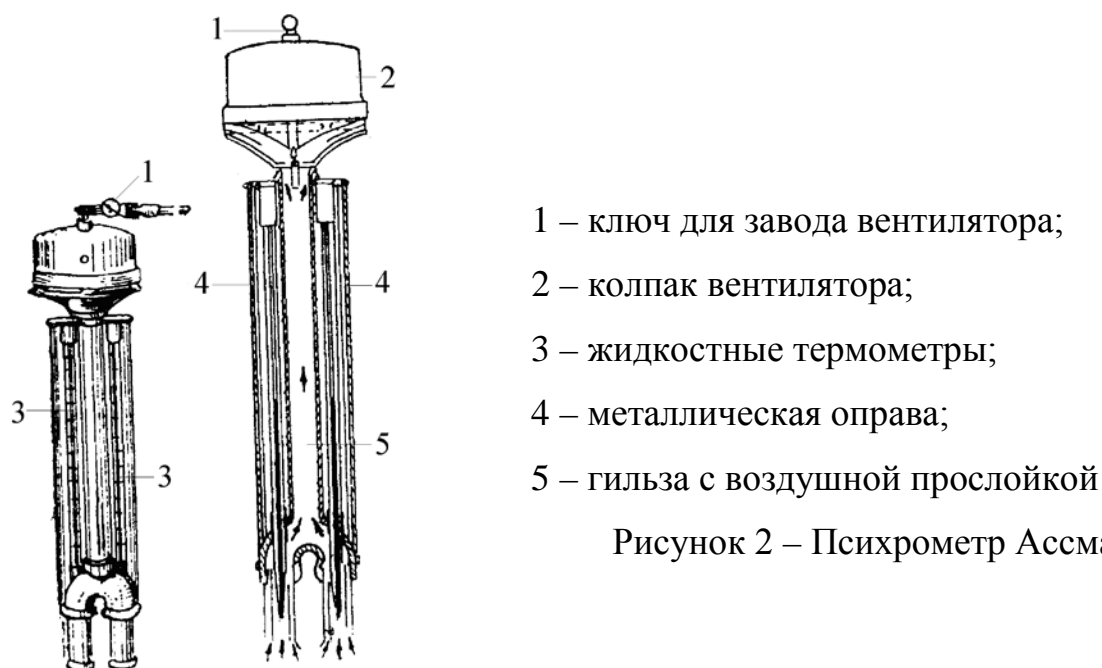
- термометры не защищены от облучения;



- происходит местное насыщение воздуха водой вокруг шарика (баллончика) мокрого термометра при испарении воды с ткани и сосуда с водой;
- показания зависят от скорости движения окружающего воздуха.

**Психрометр Ассмана** дает более точные результаты измерения относительной влажности. Здесь термометры защищены от облучения *металлическими оправами*; шарики (баллончики) термометров защищены от местного насыщения воздуха водой двойными никелированными *гильзами* с воздушной прослойкой.

В верхней части прибора находится вентилятор, и воздух просасывается через гильзы прибора с постоянной скоростью 2,5...3 м/с.



- 1 – ключ для завода вентилятора;
- 2 – колпак вентилятора;
- 3 – жидкостные термометры;
- 4 – металлическая оправа;
- 5 – гильза с воздушной прослойкой

Рисунок 2 – Психрометр Ассмана

По температуре сухого и мокрого термометров ( $t_c$  °C и  $t_m$  °C) при помощи диаграммы *i-d* влажного воздуха определяется относительная влажность воздуха  $\varphi$  % (рисунок 3).

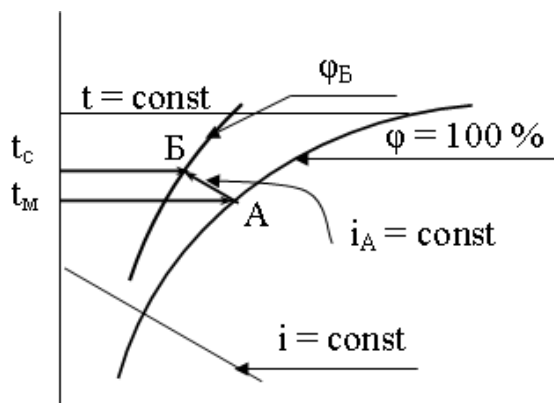


Рисунок 3 – Определение относительной влажности по i-d диаграмме

### Основные процессы, протекающие в вентиляции, кондиционировании воздуха и при сушке материалов

Основные процессы, протекающие в вентиляции и кондиционировании воздуха (рисунки 4 и 5):

1) **нагрев** воздуха (в калориферах и объеме вентилируемого помещения) и **охлаждение** воздуха (в теплообменниках и объеме вентилируемого помещения) при  $d = \text{const}$  (1-2 – нагрев, 1-3 – охлаждение);

2) **увлажнение** (в форсуночных камерах и объеме вентилируемого помещения) – адиабатный процесс при  $i = \text{const}$  (линия 4-6);

3) **смешение двух состояний** воздуха 1 и 4 (в приточной камере и объеме вентилируемого помещения) точка смеси 8 делит отрезок прямой, соединяющей эти состояния (1-4) на части обратно пропорционально массовым расходам воздуха в точках 1 и 4.

Изменение тепловлажностного состояния воздуха (переход от одного состояния в другое) идет по **лучу процесса** (угловому коэффициенту).

Аналитически луч процесса выражается через **тепловлажностное отношение**  $\varepsilon$ , кДж/(кг<sub>влаги</sub>):

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_{\text{п}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}}, \quad (21.а)$$

где  $\sum Q_{\text{п}}$  – избыток полной теплоты, кДж, определенной из теплового баланса в помещении;

$M_{H_2O}$  – масса водяного пара, кг.

На диаграмме  $\varepsilon$  показывает отношение изменения энтальпии воздуха изменению влагосодержания:

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} 10^3 = \frac{i_k - i_H}{d_k - d_H} 10^3. \quad (22. б)$$

Если  $i_H = 0$ , тогда  $d_H = 0$ , то 
$$\varepsilon = \frac{i_k}{d_k} 10^3, \quad (22. в)$$

следовательно, все лучи процессов на диаграмме исходят из нулевой точки.

Диапазон  $\varepsilon$  на  $i$ - $d$ -диаграмме лежит в пределах от  $+\infty$  до  $-\infty$ . На диаграмме показаны только направления лучей процессов (для того, чтобы не затенять диаграмму).

Изменение  $i$  и  $d$  могут происходить при различных значениях  $Q_{п}$  и  $M_{H_2O}$ .

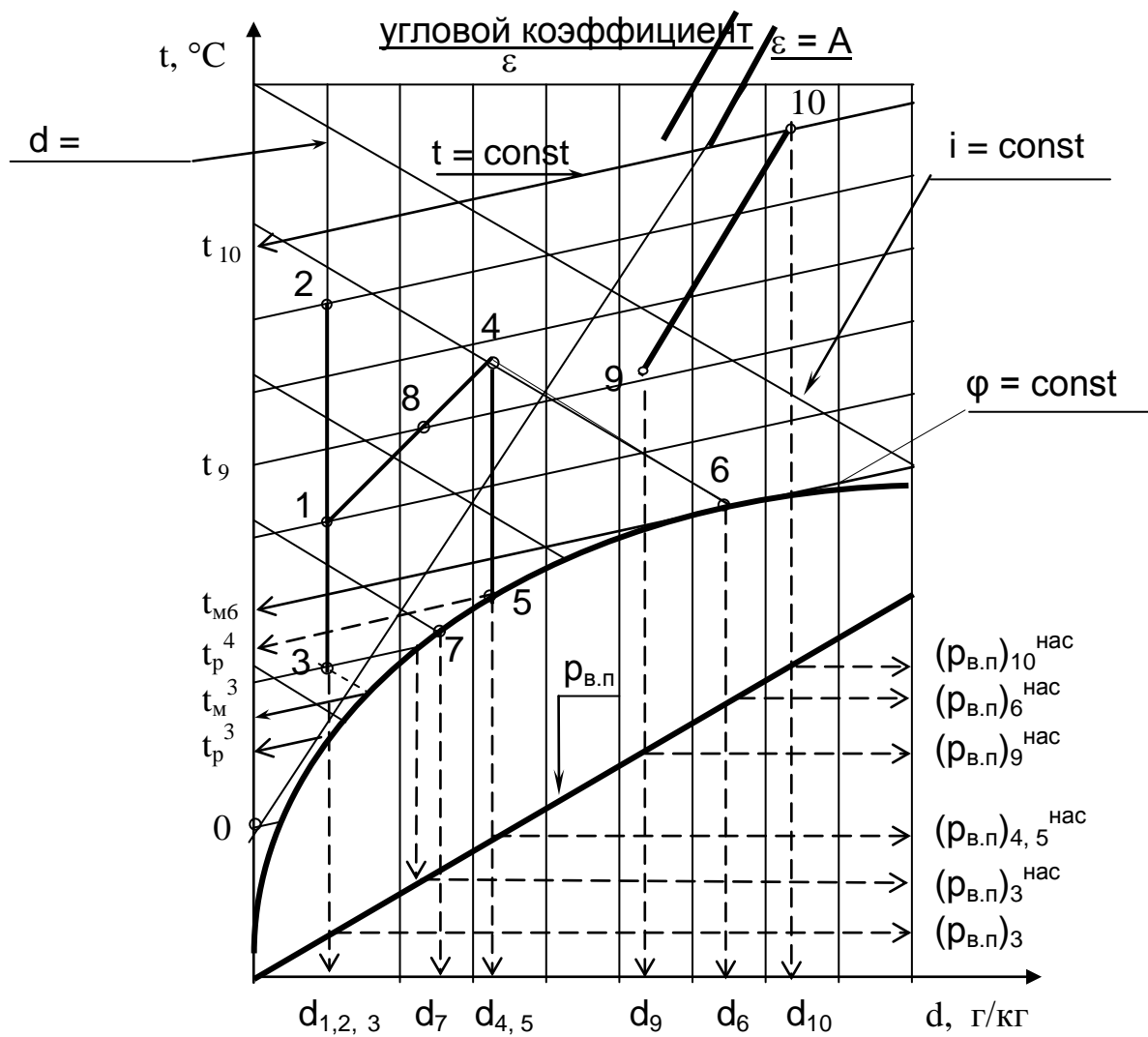
Одинаковые значения  $\varepsilon$  расположены на диаграмме параллельно друг другу.

Чтобы построить луч процесса, необходимо:

- 1) вычислить тепловлажностное отношение  $\varepsilon$ , кДж/кг<sub>H<sub>2</sub>O</sub>, по формуле (6);
- 2) найти луч процесса на диаграмме, соответствующий этому значению  $\varepsilon$ ;
- 3) восстановить луч процесса на диаграмме, то есть, соединив искомый луч с нулевой точкой;
- 4) через искомую точку провести линию, параллельную этому лучу.

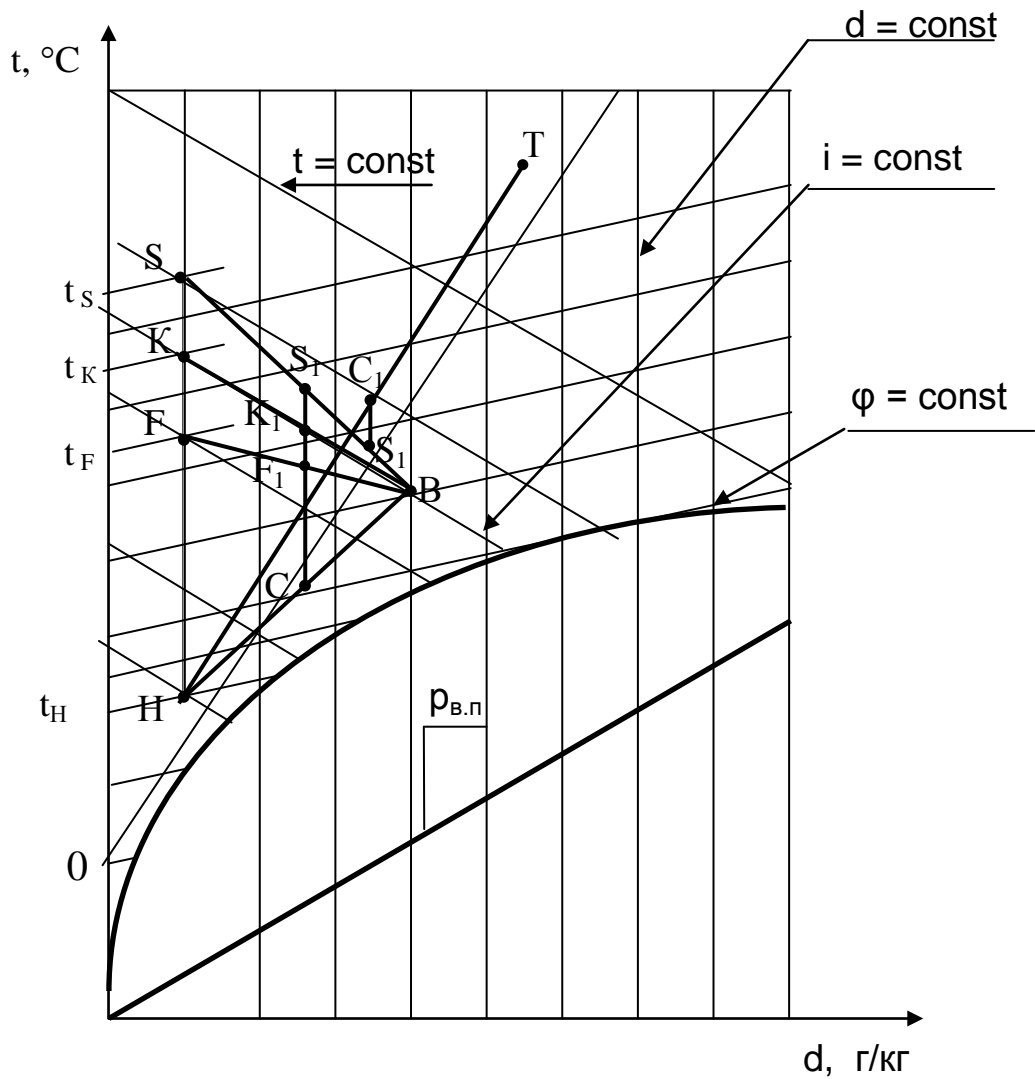
Основные процессы, протекающие при сушке материалов атмосферным или нагретым воздухом (рисунок 1):

- 1) нагрев материала при  $d = \text{const}$  (в калориферах и теплообменниках);
- 2) охлаждение воздуха при  $d = \text{const}$ ;
- 3) охлаждение и увлажнение при  $i \neq \text{const}$ ;
- 4) охлаждение и увлажнение при  $i = \text{const}$  до температуры мокрого термометра  $t_m$ ;
- 5) смешение двух состояний воздуха.



1-2 – нагрев при  $d = \text{const}$ ; 1-3 – охлаждение при  $d = \text{const}$ ;  
 4-6 – охлаждение и увлажнение при  $i = \text{const}$  (адиабатный процесс)  
 до температуры мокрого термометра  $t_m$ ;  
 5-7 – охлаждение при  $d = \text{const}$  до температуры точки росы  $t_p$ ;  
 1-8-4 – смешение воздуха двух состояний (1 и 4) до состояния 8;  
 9-10 – построение изменения тепловлажностного состояния воздуха  
 от начального состояния 9 по лучу процесса  $\varepsilon = A$  до искомой  
 точки 10.

Рисунок 4 – Отображение процессов происходящих  
 в вентиляционных процессах и процессах кондиционирования воз-  
 духа



- Н-F (Н-K, Н-S, C-K<sub>1</sub>, C-F<sub>1</sub>; C-S<sub>1</sub>) – нагрев при  $d = \text{const}$ ;
- C<sub>1</sub>-S<sub>1</sub> – охлаждение при  $d = \text{const}$ ;
- C-B (F-B) – охлаждение и увлажнение при  $i \neq \text{const}$ ;
- K-B – охлаждение и увлажнение при  $i = \text{const}$  до температуры мокрого термометра  $t_m$ ;
- Н-C<sub>1</sub>-Т (F-F<sub>1</sub>-В; К-К<sub>1</sub>-В; S-S<sub>1</sub>-В) – смешение воздуха двух состояний Н и Т (F и В; К и В; S и В) до состояния C<sub>1</sub> (K<sub>1</sub>; S<sub>1</sub>).

Рисунок 5 – Отображение происходящих процессов при сушке материалов

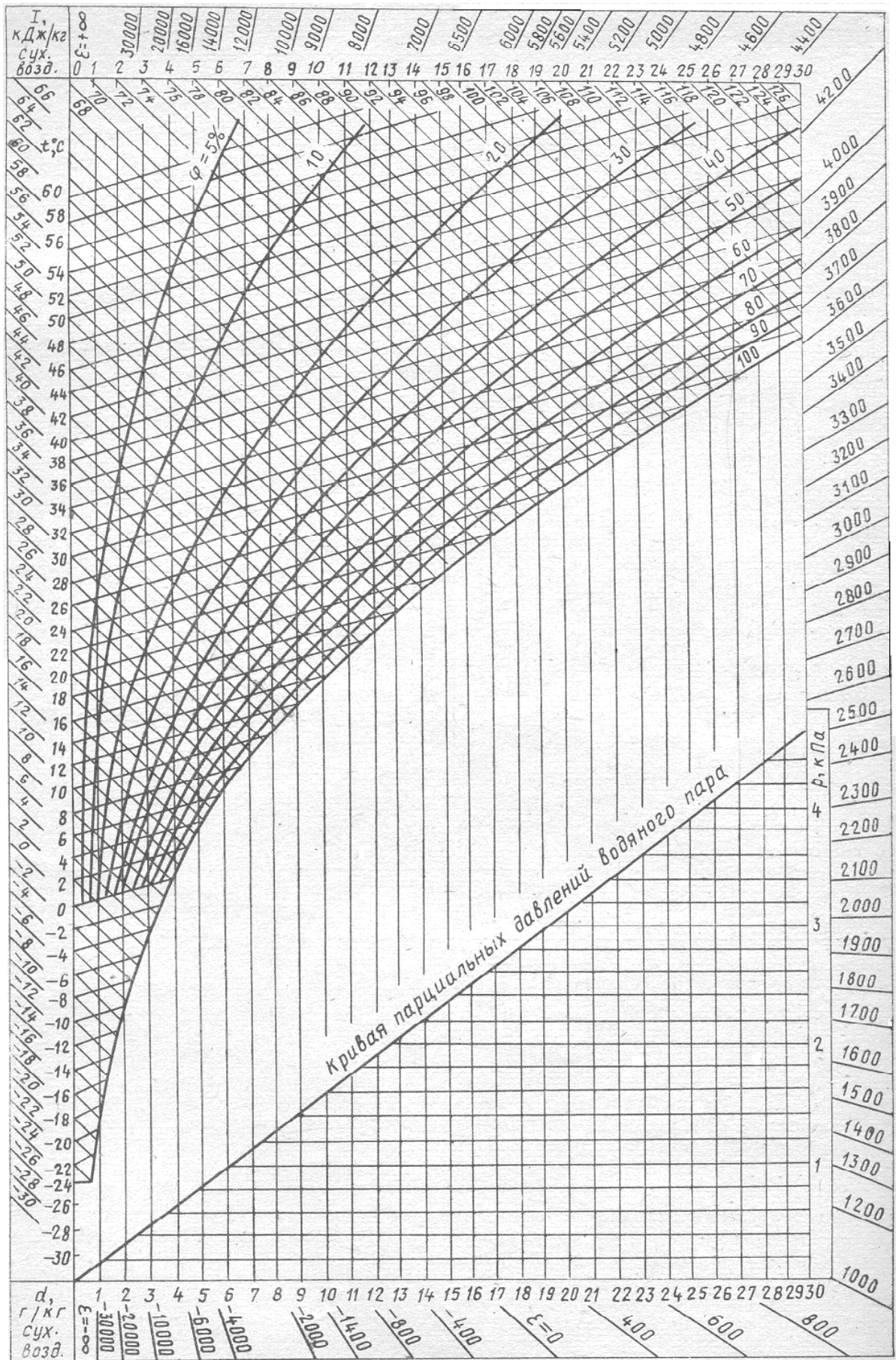


Диаграмма ід вляжного воздуха

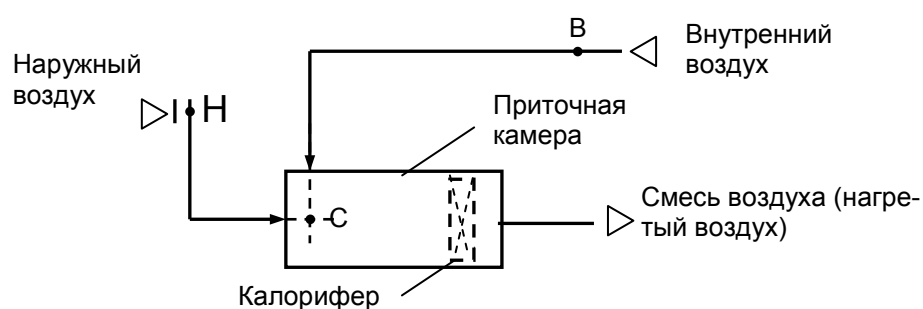


## ПРИМЕР РАСЧЕТА

**Исходные данные:**  $G_H = 2,4$  кг/с;  $t_H = -20$  °С;  $d_H = 0,2$  г/кг<sub>св</sub>;

$G_B = 0,6$  кг/с;  $t_B = 23$  °С;  $\varphi_B = 55$  %;  $t_{пр} = 21$  °С.

Обработка воздуха в приточной камере осуществляется с частичной рециркуляцией. В камере процесс смешения воздуха может осуществляться 2-мя способами.



Н – точка наружного воздуха; В – точка внутреннего воздуха;

С – точка смеси

Рисунок 1 – Схема движения воздуха

**1-ый способ:** наружный воздух смешивается с внутренним воздухом, забираемым из помещения подогревается в калорифере и подается в помещение с температурой  $t_{пр}$ , °С.

**2-ой способ:** если точка смеси лежит в области ниже  $\varphi = 100$  %, тогда наружный воздух **предварительно подогревается** в калорифере 1-ой ступени до температуры  $t_{пр}^I$ , °С, смешивается с внутренним воздухом, догревается в калорифере 2-ой ступени и подается в помещение с температурой  $t_{пр}$ .

## Решение

1. Точка внутреннего воздуха В лежит на пересечении  $t_B = 19$ °С и  $\varphi_B = 55$  %.

Таблица 1 – Параметры внутреннего воздуха

$t_B, ^\circ\text{C}$	$\varphi_B, \%$	$d_B, \text{г/кг}$	$i_B, \text{кДж/кг}$	$p_{\text{п}}, \text{кПа}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$t_M, ^\circ\text{C}$
23	55	10	49	1,6	14	17

2. Точка наружного воздуха Н лежит на пересечении  $t_n = -20 ^\circ\text{C}$  и  $d_n = 0,1 \text{ г/кг}$ .

3. Определение точки смеси:

1) соединяем точки Н и В прямой линией, так как точка смеси лежит на линии, соединяющей эти 2 состояния воздуха;

2) находим точку смеси воздуха  $C_M$  из условия, что точка смеси делит отрезок Н-В на части обратно пропорциональные массовым расходам воздуха:

- $G_B = 0,6 \text{ кг/с}$  примем за одну часть ( $G_B = 1$ ), тогда  $G_H = 2,4 \text{ кг/с}$  составит 3 части ( $G_2 = 4$ ). Общий расход составит  $G_{\text{общ}} = G_1 + G_2 = 5$  частей;

- замеряем, отрезок Н-В, он равен 9,5 см и делим отрезок 1-2 на 5 частей:  $11/5 = 2,2 \text{ см}$ ;

- от точки Н откладываем 2,2 см и получим точку смеси  $C_M = -12 ^\circ\text{C}$ .

4. Выбор способа подогрева воздуха (до смешения или после смешения).

Так как точка  $C_M$  лежит ниже линии  $\varphi = 100 \%$ , то подогревать необходимо наружный воздух первоначально в 1-й ступени подогрева до некоторой температуры  $t_n^1$  для этого:

- из точки 1 проводим линию  $d = \text{const}$  до температуры  $t_n^1$ . Графическим методом переведем точку смеси в область диаграммы выше линии  $\varphi = 100 \%$ .

Получим  $t_1^1 = 4 ^\circ\text{C}$ ;  $i^1 = 4,0 \text{ кДж/кг}$ ;

- соединяем точки  $N^1$  и В прямой линией;

- замеряем, отрезок  $N^1$  -В, он равен 6,7 см и делим отрезок 1<sup>1</sup>-2 на 5 частей:  $7/5 = 1,34 \text{ см}$ ;

- находим точку смеси воздуха С, откладывая от точки  $N^1$  расстояние 1,4 см.



Таблица 2 – Определение параметров точки смеси

$t_{см}, °C$	$\varphi_{см}, \%$	$d_{см}, г/кг$	$i_{см}, кДж/кг$	$p_{п}, кПа$	$t_p, °C$	$t_m, °C$
8	30	1,9	13	0,3	- 11,5	1

5. Точка приточного воздуха и ее параметры: из точки смеси С проводим линию  $d = const$  до пересечения с линией  $t_{пр} = 21 °C$ .

Таблица 3 – Параметры приточного воздуха

$t_{пр}, °C$	$\varphi_{пр}, \%$	$d_{пр}, г/кг$	$p_{п}, кПа$	$i_{пр}, кДж/кг$	$t_p, °C$	$t_m, °C$
21	13	1,9	0,3	26	- 11,5	8

6. Определение количества теплоты Q, кВт:

- в прямоточной приточной камере:

$$Q = G_{см} (i_{пр}^l - i_1), \quad (1.a)$$

где  $i_{пр} = 22$  кДж/кг;  $i_1 = - 20$  кДж/кг;

$G_{см}$  – общий расход воздуха, кг/с,  $G_{см} = G_H + G_B$ ,  $G_{см} = 2,4 + 0,6 = 3$  кг/с;

$$Q = 3(22 + 20) = 126 \text{ кВт};$$

- при смешении воздуха:

– в 1-й ступени подогрева  $Q_I$  от  $t_H$  до  $t_H^l$ :

$$Q_I = G_{см} (i_{пр} - i_1^l), \quad (1.б)$$

где  $i_1 = - 20$  кДж/кг;  $i_1^l = 4$  кДж/кг;  $i_{пр} = 26$  кДж/кг  $G_{см} = 3$  кг/с;

$$Q_I = 3 \cdot 1(4 + 20) = 72 \text{ кВт}$$

- во 2-й ступени подогрева  $Q_{II}$  от  $t_c$  до  $t_{пр}$ :  $i_c = 11,5 °C$ ;  $t_{пр} = 26 °C$ :

$$Q = G_{см} (i_{пр} - i_{см}), \quad (1.в)$$

$$Q_{II} = 3(26 - 11,5) = 43,5 \text{ кВт};$$

- $\sum Q = Q_I + Q_{II}$ ;  $\sum Q = 72 + 43,5 = 115,5$  кВт.

7. Определение экономии расхода теплоты за счет применения смешения воздуха, %,

$$\frac{Q - \sum Q}{Q} 100. \quad (2)$$

$$\frac{126 - 115,5}{126} 100 = 8,3\%.$$

8. Определение минимальной температуры внутренней поверхности наружного ограждения с целью не допущения образования на ней конденсата.

## Литература

1. Круглов Г.А., Булгакова Р.И., Круглова Е.С. теплотехника: учебное пособие. СПб.: Издательство «Лань», 2010. 208 с.
2. Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 432 с.