

**В. Г. Злобин**  
**А. Н. Кондратенко**

# **ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА**

**Учебно-методическое пособие**

**Санкт-Петербург**  
**2025**

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна»**  
**Высшая школа технологии и энергетики**

**В. Г. Злобин**  
**А. Н. Кондратенко**

# **ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА**

**Учебно-методическое пособие**

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2025



**УДК 536.7**  
**ББК 31.31**  
**З 680**

*Рецензенты:*

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики  
Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного  
университета промышленных технологий и дизайна

*Е. Н. Громова;*

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры промышленной энергетики Санкт-  
Петербургского государственного лесотехнического университета имени С. М. Кирова

*И. В. Иванова*

**Злобин, В. Г.**

**З 680** Техническая термодинамика: учебно-методическое пособие / В. Г. Злобин,  
А. Н. Кондратенко. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 219 с.

Учебно-методическое пособие соответствует программам и учебным планам дисциплины «Техническая термодинамика» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» всех профилей подготовки. Кроме того, материал, изложенный в учебно-методическом пособии, может быть полезен при изучении дисциплин «Гидрогазодинамика», «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции».

В учебно-методическом пособии представлены практические задачи по основным законам термодинамики и вытекающим из них общим теоретическим положениям, которые составляют основу для последующего изучения и количественного анализа рабочих циклов тепловых машин. Кроме того, рассматриваются и анализируются практические задачи по циклам тепловых двигателей.

Материалы, изложенные в учебно-методическом пособии, могут быть использованы в курсовом проектировании и при выполнении выпускных квалификационных работ и магистерских диссертаций. Учебно-методическое пособие может быть полезно инженерам-теплоэнергетикам, персоналу предприятий по проектированию и эксплуатации энергетических установок для промышленных предприятий.

Учебно-методическое пособие предназначено для бакалавров и магистров всех форм обучения.

**УДК 536.7**  
**ББК 31.31**

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025  
© Злобин В. Г., Кондратенко А. Н. 2025

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. Термодинамические параметры. Уравнение состояния идеального газа .....	5
Задачи к разделу 1 .....	11
2. Смеси идеальных газов .....	15
Задачи к разделу 2 .....	19
3. Теплємкость .....	23
Задачи к разделу 3 .....	28
4. Первый закон термодинамики .....	32
Задачи к разделу 4 .....	34
5. Основные термодинамические процессы идеальных газов .....	38
Задачи к разделу 5 .....	41
6. Второй закон термодинамики .....	44
Задачи к разделу 6 .....	49
7. Истечение газа и пара через сопловые каналы .....	57
Задачи к разделу 7 .....	68
8. Дросселирование газов и паров .....	72
Задачи к разделу 8 .....	78
9. Смешение газов .....	82
Задачи к разделу 9 .....	83
10. Круговые процессы. Тепловые машины .....	88
Задачи к разделу 10 .....	90
11. Водяной пар .....	96
Задачи к разделу 11 .....	108
12. Цикл паротурбинных установок. Цикл Ренкина с перегревом пара .....	113
Задачи к разделу 12 .....	116
13. Циклы холодильных машин и установок .....	124
Задачи к разделу 13 .....	130
14. Циклы теплонасосных установок .....	137
Задачи к разделу 14 .....	139
15. Циклы двигателей внутреннего сгорания .....	142
Задачи к разделу 15 .....	147
16. Циклы газотурбинных установок .....	151
Задачи к разделу 16 .....	159
17. Циклы парогазовых установок .....	167
Задачи к разделу 17 .....	174
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	182
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	183
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Термодинамические свойства газов .....	184
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Термодинамические свойства воды и водяного пара .....	189
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Термодинамические свойства веществ, используемых в обратных циклах .....	215

## ВВЕДЕНИЕ

Техническая термодинамика является общетехнической дисциплиной, которая занимает одно из центральных мест в инженерной подготовке специалистов-энергетиков. Это обусловлено тем, что процессы получения, переноса, использования теплоты имеют место практически во всех отраслях промышленности и, в частности, в энергетическом комплексе.

Современное состояние технической термодинамики позволяет производить исчерпывающий анализ всех этапов реального процесса превращения энергии тел в полезную работу. Термодинамика равновесных состояний позволяет характеризовать особенности каждого из возможных состояний равновесия и общий энергетический эффект равновесного процесса, а термодинамика необратимых процессов – оценить диссипацию энергии в любом из реальных процессов, а, следовательно, и действительный КПД (или коэффициент использования энергии) данного процесса.

Теоретические основы курса технической термодинамики читаются студентам на лекциях. Предлагаемые в пособии задачи помогают закрепить теоретические знания по технической термодинамике, развивают у студентов практические навыки инженерных теплотехнических расчетов.

Разделы, помимо задач, содержат краткое изложение теоретического материала, включая определения наиболее важных понятий и основные формулы с пояснениями.

В Приложениях приведен достаточно полный справочный материал, необходимый для решения задач, позволяющий получить навыки работы с таблицами и повысить качество обучения. Все физические величины даны в системе СИ и в единицах, допускаемых к применению наравне с единицами СИ.

При решении задач и выполнении расчетно-графических работ по соответствующим разделам нужно руководствоваться следующими правилами:

- 1) к решению приступать только после изучения теории раздела;
- 2) в процессе решения необходимо кратко записать условие задачи;
- 3) используемые для вычисления формулы приводить в общем виде с разъяснениями условных обозначений. Необходимые математические преобразования приводить достаточно подробно и только после этого в полученные формулы подставлять числовые значения;
- 4) расчеты необходимо проводить с использованием международной системы единиц СИ;
- 5) решения по необходимости следует иллюстрировать схемами и графиками.

## 1. Термодинамические параметры. Уравнение состояния идеального газа

Техническая термодинамика, применяя основные законы к процессам превращения теплоты в механическую работу и механической работы в теплоту, дает возможность разрабатывать теорию тепловых двигателей, исследовать процессы, протекающие в них, и позволяет выявлять их экономичность для каждого типа отдельно [1].

В России введена как *предпочтительная* Международная система единиц (СИ) для всех отраслей науки и техники.

Основными единицами СИ, используемыми в термодинамике, приняты: единица длины – *метр* (м), единица массы – *килограмм* (кг), единица времени – *секунда* (с), температура термодинамическая – *Кельвин* (К), количество вещества – *моль* (моль). Все остальные единицы являются производными от основных.

За единицу количества энергии (в том числе теплоты и работы) принят *Джоуль* (Дж), равный работе постоянной силы в 1 Н на пути в 1 м при совпадении направлений силы и перемещения точки приложения силы ( $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$ ).

Единица мощности *Ватт* (Вт) соответствует работе 1 Дж в 1 с (Дж/с).

Физическое состояние тела вполне определяется некоторыми величинами, характеризующими данное состояние, которые в термодинамике называют *параметрами состояния*.

Однако при отсутствии силовых полей (гравитационного, электромагнитного и др.) состояние однородного тела может быть определено тремя параметрами, в качестве которых в технической термодинамике принимают *удельный объем, абсолютную температуру и давление*.

*Удельный объем.* Удельный объем однородного вещества – величина, определяемая отношением объема к его массе [в технической термодинамике удельный объем обозначается  $v$ , а единица удельного объема – кубический метр на килограмм ( $\text{м}^3/\text{кг}$ )]:

$$v = V/m, \quad (1.1)$$

где  $V$  – объем произвольного количества вещества,  $\text{м}^3$ ;  $m$  – масса этого вещества, кг.

*Плотность* вещества – величина, определяемая отношением массы к объему вещества [единица плотности – килограмм на кубический метр ( $\text{кг}/\text{м}^3$ )]:

$$\rho = m/V. \quad (1.2)$$

Удельный объем есть величина, обратная плотности, т. е.:

$$v = 1/\rho; \rho = 1/v; v \cdot \rho = 1. \quad (1.3)$$

*Давление.* Давление с точки зрения молекулярно-кинетической теории есть средний результат ударов молекул газа, находящихся в непрерывном хаотическом движении о стенки сосуда, в котором заключен газ, и представляет собой отношение нормальной составляющей силы к поверхности, на которую действует сила  $p = F_n/A$ , где  $p$  – давление;  $F_n$  – нормальная составляющая силы;

$A$  – площадь поверхности, нормальной к действующей силе. Единицей давления в СИ является паскаль – давление, вызываемое силой в 1 Н, равномерно распределенной по поверхности площадью в 1 м<sup>2</sup>. Эта единица обозначается Па (1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>).

В практических расчетах возможно применение кратных и дольных единиц давления: килоПаскалей (кПа), мегаПаскалей (МПа); часто давление выражают во внесистемных единицах – барах (1 бар = 10<sup>5</sup> Па). Однако необходимо помнить, что во все термодинамические формулы давление должно подставляться в паскалях.

Давление может измеряться столбом жидкости (ртути, воды, спирта и др.), уравновешивающим давление газа. Приведем основные из них и их взаимосвязь.

*1 техническая атмосфера:*

$$p = 1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 0,981 \text{ бар} = 10 \text{ м вод.ст.} = 735,6 \text{ мм рт.ст.};$$

*1 бар:*

$$p = 1 \text{ бар} = 750 \text{ мм рт.ст.} = 10,2 \text{ м вод. ст.} = 1,02 \text{ кгс/см}^2.$$

В физике используется понятие физической атмосферы – это давление, соответствующее 760 мм ртутного столба на уровне моря при температуре 0°C:

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт.ст.} = 1,0333 \text{ кгс/см}^2 = 1,0133 \text{ бар}.$$

Для измерения давлений применяют барометры и манометры, а для измерения разрежения – вакуумметры. Барометрами измеряют атмосферное давление, а манометрами – давление, превышающее атмосферное. Давление, превышающее атмосферное, называют *избыточным*.

Термодинамическим параметром состояния является только абсолютное давление. *Абсолютным давлением* называют давление, отсчитываемое от абсолютного нуля давления или от абсолютного вакуума. При определении абсолютного давления различают два случая: 1) когда давление в сосуде больше атмосферного и 2) когда оно меньше атмосферного. В первом случае абсолютное давление в сосуде равно сумме показаний манометра и барометра:

$$p_a = p_u + p_0. \quad (1.4)$$

Если величина барометрического давления неизвестна, то при выражении давления в барах абсолютное давление  $p_a \approx p_u + 1$ .

Во втором случае абсолютное давление в сосуде равно показанию барометра минус показание вакуумметра:

$$p_a = p_0 - p_v. \quad (1.5)$$

Избыточное давление и разрежение не являются параметрами состояния, так как они при одном и том же абсолютном давлении могут принимать различные значения в зависимости от величины атмосферного давления.

*Температура.* Температура, характеризуя степень нагретости тел, представляет собой меру средней кинетической энергии поступательного движения его молекул, т. е. температура характеризует среднюю интенсивность движения молекул, и чем больше средняя скорость движения молекул, тем выше температура тела. Кинетическая теория материи при тепловом равновесии

связывает среднюю кинетическую энергию поступательного движения молекул  $m\bar{w}^2/2$  с абсолютной температурой идеального газа  $T$ , и устанавливает между этими величинами прямую связь:

$$m\bar{w}^2/2 = 3kT/2, \quad (1.6)$$

где  $m$  – масса молекулы;  $\bar{w}$  – средняя квадратичная скорость поступательного движения молекул;  $T$  – абсолютная температура, К;  $k$  – постоянная Больцмана, равная  $1,38 \cdot 10^{-23}$  Дж/К. Абсолютная температура всегда величина положительная. При температуре абсолютного нуля ( $T = 0$ ) прекращается тепловое движение молекул ( $\bar{w} = 0$ ). Эта предельная минимальная температура и является началом для отсчета абсолютных температур.

На практике в основном используются две температурные шкалы (рисунок 1.1). Первая – *абсолютная шкала температур Кельвина*, ее нижняя граница соответствует точке абсолютного нуля, где отсутствует молекулярное движение (практически недостижима) и единственной экспериментальной точкой принята тройная точка воды, лежащая выше точки таяния льда при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) на  $0,01^\circ$ , этой точке присвоено значение температуры 273,16 К. Данное значение выбрано для того, чтобы разность температур кипения и таяния химически чистой воды при нормальном физическом давлении составляла  $100^\circ$ . Температура в кельвинах соответствует СИ и обозначается как  $T$  К.

В технике для измерения температур используют различные свойства тел: расширение тел от нагревания в жидкостных термометрах; изменение объема при постоянном давлении или изменение давления при постоянном объеме в газовых термометрах; изменение электрического сопротивления проводника при нагревании в термометрах сопротивления; изменение электродвижущей силы в цепи термопары при нагревании или охлаждении ее спая. При измерении высоких температур оптическими пирометрами используются законы излучения твердых тел и методы сравнения раскаленной нити с исследуемым материалом.

Вторая – *стоградусная шкала температур Цельсия* – широко используется в практике. Эта шкала имеет две опытные точки:  $0^\circ\text{C}$  и  $100^\circ\text{C}$ , она всем хорошо известна. Температура на ней обозначается  $t^\circ\text{C}$ . Между абсолютной температурой по шкале Кельвина и температурой по шкале Цельсия имеется соотношение

$$T = t + 273,15. \quad (1.7)$$

Из (1.7) следует:

- температуре  $0^\circ\text{C}$  соответствует температура  $+273,15$  К;
- температуре 0 К соответствует  $-273,15^\circ\text{C}$ .

В англоязычных странах и США используется шкала *Фаренгейта*, для которой справедливо соотношение  $F = 1,8 \cdot t + 32$ .

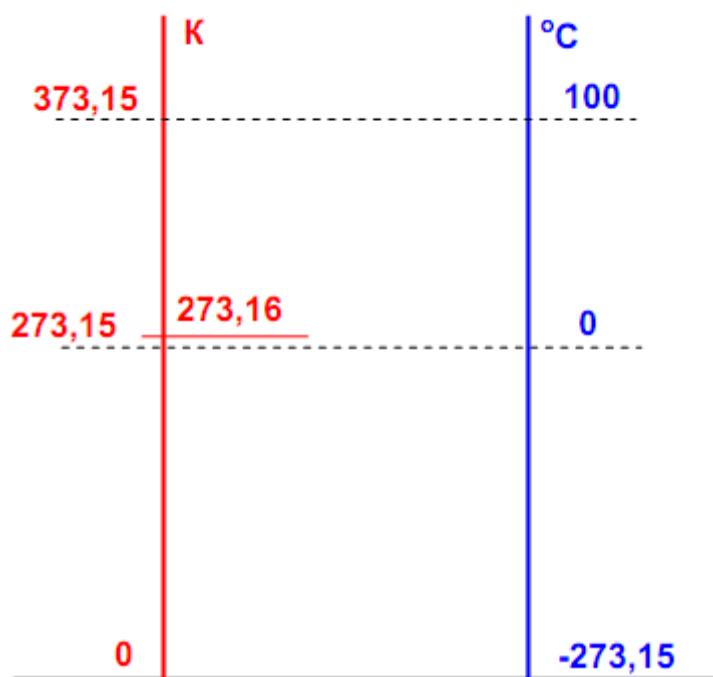


Рисунок 1.1 – Соотношение температурных шкал *Кельвина* и *Цельсия*

*Идеальными газами* называют такие, которые полностью подчиняются законам *Бойля–Мариотта* и *Гей-Люссака*. В идеальных газах отсутствуют силы взаимного притяжения и отталкивания между молекулами, а объем самих молекул пренебрежимо мал по сравнению с объемом газа, т.е. молекулы принимаются за материальные точки.

Все реальные газы при высоких температурах и малых давлениях почти полностью подходят под понятие «*идеальный газ*» и практически по свойствам не отличаются от него. Состояние идеального газа – это предельное состояние реального газа, когда давление стремится к нулю ( $p \rightarrow 0$ ).

*Закон Бойля–Мариотта* устанавливает зависимость между удельным объемом и абсолютным давлением идеального газа в процессе при постоянной температуре. *Закон Бойля–Мариотта* гласит: *при постоянной температуре объем, занимаемый идеальным газом, изменяется обратно пропорционально его давлению*:

$$v_1/v_2 = p_2/p_1, \quad (1.8)$$

или при постоянной температуре произведение удельного объема на давление есть величина постоянная:  $p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{const}$ .

Графически в системе координат  $p$ - $v$  закон *Бойля–Мариотта* изображается равнобокой гиперболой. Эта кривая получила название *изотермы*, а процесс, протекающий при постоянной температуре, называется *изотермическим*.

*Закон Гей-Люссака* устанавливает зависимость между удельным объемом и абсолютной температурой при постоянном давлении. *Закон Гей-Люссака* гласит: *при постоянном давлении объемы одного и того же количества*

идеального газа изменяются прямо пропорционально абсолютным температурам:

$$v_1/v_2 = T_1/T_2. \quad (1.9)$$

В системе координат  $p$ - $v$  закон Гей-Люссака изображается прямой, параллельной оси абсцисс. Эту прямую называют *изобарой*, а сам процесс – *изобарным* или процессом, протекающим при постоянном давлении.

Из молекулярно-кинетической теории следует, что абсолютное давление газа численно равно  $2/3$  средней кинетической энергии поступательного движения молекул, заключенных в единице объема:

$$p = \frac{2}{3} \cdot \frac{n}{v} \cdot \frac{m\bar{w}^2}{2}, \quad (1.10)$$

где  $n$  – число молекул в удельном объеме;  $v$  – удельный объем газа;  $m$  – масса молекулы;  $\bar{w}$  – средняя квадратичная скорость поступательного движения молекул –  $\bar{w} = \sqrt{\frac{w_1^2 + w_2^2 + \dots + w_n^2}{n}}$ , [м/с];  $\frac{m\bar{w}^2}{2}$  – средняя кинетическая энергия молекулы.

Молекулярно-кинетическая теория газов устанавливает *прямую пропорциональность между средней кинетической энергией молекул и абсолютной температурой*:

$$\frac{m\bar{w}^2}{2} = B \cdot T, \quad (1.11)$$

где  $T$  – абсолютная температура;  $B$  – коэффициент пропорциональности.

С учетом последнего равенства уравнение (1.10) можно переписать в виде:

$$pv = 2nB \cdot T/3. \quad (1.12)$$

Если уравнение (1.12) отнести к двум состояниям газа, то для каждого из них получаем  $p_1 v_1 = 2nBT_1/3$  или  $p_2 v_2 = 2nBT_2/3$ .

Почленное деление этих уравнений приводит к следующему соотношению:

$$p_1 v_1 / T_1 = p_2 v_2 / T_2. \quad (1.13)$$

Зависимость (1.13) между параметрами может быть получена также из совместного рассмотрения законов *Бойля–Мариотта* и *Гей-Люссака*, поэтому часто эту зависимость называют *объединенным законом Бойля–Мариотта и Гей-Люссака*.

Выражение (1.13) показывает, что произведение удельного объема идеального газа на давление, деленное на абсолютную температуру, для любого равновесного состояния есть величина постоянная:

$$pv/T = \text{const}. \quad (1.14)$$

Постоянную величину обозначают  $R$  и называют *удельной газовой постоянной*:

$$pv/T = R, \text{ или } pv = RT. \quad (1.15)$$



Уравнение (1.15) называют *термическим уравнением состояния идеальных газов Клапейрона или характеристическим уравнением*. Для произвольного количества газа с массой  $m$  (кг) уравнение состояния имеет вид:

$$pV = mRT, \quad (1.16)$$

где  $p$  – давление газа, Па;  $V$  – объем произвольного количества газа, м<sup>3</sup>;  $m$  – масса газа, кг;  $T$  – абсолютная температура газа, К.

*Удельная газовая постоянная  $R$  представляет собой физическую постоянную, которая для каждого газа принимает вполне определенное значение, зависящее от природы газа и не зависящее от его состояния.*

Закон Авогадро гласит, что *при одинаковых температурах и давлениях в равных объемах различных идеальных газов содержится одинаковое количество молекул*. Из закона Авогадро вытекает, что плотности газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, прямо пропорциональны их молярным массам:

$$\rho_1 / \rho_2 = M_1 / M_2, \quad (1.17)$$

где  $M_1, M_2$  – молярные массы газов.

*Молярной массой газа (вещества) называется отношение массы  $m$  системы к количеству газа (вещества)  $\nu$  этой системы:*

$$M = m / \nu. \quad (1.18)$$

Если в этой формуле  $m = 1$  кг,  $\nu = 1$  моль, то единица молярной массы:

$$[M] = \frac{1 \text{ кг}}{1 \text{ моль}} = 1 \text{ кг/моль}.$$

Отношение плотностей газов в уравнении (1.17) можно заменить обратным отношением удельных объемов. Тогда  $\nu_2 / \nu_1 = M_1 / M_2$ , откуда  $\nu_1 \cdot M_1 = \nu_2 \cdot M_2$ .

Это соотношение показывает, что *при одинаковых физических условиях произведение удельного объема газа на его молярную массу есть величина постоянная и не зависит от природы газа:*

$$\nu \cdot M = \text{idem}. \quad (1.19)$$

Произведение  $\nu \cdot M$  есть объем  $1$  моль идеального газа, а уравнение (1.19) показывает, что *молярные объемы всех газов при равных температурах и давлениях одинаковы*.

Напишем уравнение состояния для  $1$  моль газа:

$$V_\mu = MRT, \quad (1.20)$$

Откуда

$$MR = R_\mu = pV_\mu / T. \quad (1.21)$$

Произведение  $M \cdot R$  называют *универсальной (молярной) газовой постоянной*.

*Универсальная газовая постоянная  $R_\mu$  есть работа  $1$  моль идеального газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на  $1^\circ$ .*

При так называемых *нормальных* физических условиях (давлении 101 325 Па и температуре 273,15 К) объем 1 моль газа равен  $22,4143 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{моль}$ , а универсальная газовая постоянная оказывается равной

$$R_{\mu} = \frac{101325 \cdot 22,4143 \cdot 10^{-3}}{273,15} = 8,314 \text{ [Дж/(моль} \cdot \text{К)]}.$$

Универсальное уравнение состояния, отнесенное к 1 моль газа, имеет следующий вид:

$$pV_{\mu} = 8,314 \cdot T. \quad (1.22)$$

Зная универсальную газовую постоянную  $R_{\mu}$ , можно подсчитать известное уже нам значение  $R$ :

$$R = 8,314/M.$$

### Задачи к разделу 1

1.1. В сосуде объемом 0,9 м<sup>3</sup> находится 1,5 кг окиси углерода (CO).

**Определить** удельный объем и плотность окиси углерода.

#### Решение

$$\text{Удельный объем } v = \frac{V}{m} = \frac{0,9}{1,5} = 0,6 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\text{Плотность } \rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,6} = 1,67 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\text{Ответ: } v = 0,6 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \rho = 1,67 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

1.2. **Найти** абсолютное давление пара в котле, если манометр показывает  $p_{\text{м}} = 0,13 \text{ МПа}$ . Атмосферное давление по показаниям ртутного барометра составляет  $B = 730 \text{ мм рт. ст.}$  при  $t = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### Решение

Показание барометра получено при температуре ртути  $t = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Это показание необходимо привести к  $0^{\circ}\text{C}$  по формуле:

$$\begin{aligned} B_0 &= B \cdot (1 - 0,000172 \cdot t) = 730 \cdot (1 - 0,000172 \cdot 25) = 726,861 \text{ мм рт. ст} \\ &= 726,861 \cdot 133,3 = 96890,57 \text{ Па} \end{aligned}$$

Абсолютное давление пара в котле

$$p = B + p_{\text{м}} = 96890,57 + 0,13 \cdot 10^6 = 226890,57 \text{ Па} \approx 0,227 \text{ МПа}$$

**Ответ:**  $p = 0,227 \text{ МПа}$ .

1.3. 0,5 м<sup>3</sup> воздуха находится в сосуде при температуре 120 °С. Подключенный к сосуду вакуумметр показывает разрежение 700 мм вод. ст. при барометрическом давлении 750 мм рт. ст.

**Определить** массу газа в сосуде.

### Решение

Абсолютное давление газа

$$p = B - p_b = 750 \cdot 133,3 - 700 \cdot 9,81 = 93108 \text{ Па.}$$

Абсолютная температура воздуха

$$T = t + 273,15 = 393,15 \text{ К.}$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{28,96} = 287,09 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Из уравнения состояния идеального газа, записанного в виде

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T,$$

выразим массу газа:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{93108 \cdot 0,5}{287,09 \cdot 393,15} = 0,41 \text{ кг.}$$

**Ответ:**  $m = 0,41 \text{ кг.}$

1.4. Какой объем займет кислород при температуре  $150^\circ\text{C}$  и давлении  $0,3 \text{ МПа}$ , если при нормальных физических условиях он занимает  $4 \text{ м}^3$ ?

### Решение

Под нормальными физическими условиями понимают состояние газа при  $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$  и  $t = 0^\circ\text{C}$ . Уравнение состояния идеального газа для нормальных физических условий и для физических условий данной задачи:

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{RT_1} = \frac{p_{н.у} \cdot V_{н.у}}{RT_{н.у}} \Rightarrow V_1 = \frac{T_1 \cdot p_{н.у} \cdot V_{н.у}}{p_1 \cdot T_{н.у}}.$$

Абсолютное давление

$$p_{н.у} = 760 \cdot 133,3 = 101308 \text{ Па} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$p_1 = 0,3 \text{ МПа} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Абсолютная температура

$$T_{н.у} = 273,15 \text{ К.}$$

Подставим значения  $p_{н.у.}$ ,  $p_1$ ,  $T_{н.у.}$ ,  $T_1$  в формулу для расчета объема при заданных условиях:

$$V_1 = \frac{423,15 \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 4}{0,3 \cdot 10^6 \cdot 273,15} = 2,09 \text{ м}^3.$$

**Ответ:**  $V_1 = 2,09 \text{ м}^3.$

1.5. Определить массу воздуха в баллоне вместимостью  $80 \text{ л}$  при  $t = 37^\circ\text{C}$  и давлении по манометру  $1100 \text{ кПа}$ ; давление по барометру составляет  $765 \text{ мм рт. ст.}$  при  $25^\circ\text{C}$ .

### Решение

Приведем показание барометра к  $0^\circ\text{C}$ :

$$B_0 = B(1 - 0,000172 \cdot t) = 765(1 - 0,000172 \cdot 25) = 761,7 \text{ мм рт. ст.}$$

или

$$B_0 = 101\,550 \text{ Па} = 101,55 \text{ кПа.}$$

Абсолютное давление в баллоне

$$p = p_{\text{и}} + p_0 = 1100 + 101,55 = 1201,55 \text{ кПа.}$$

Масса воздуха в баллоне

$$m = pV/RT = 1201550 \cdot 0,08 / (287 \cdot 310) = 1,08 \text{ кг.}$$

**Ответ:**  $m = 1,08 \text{ кг}$

1.6. **Привести** объем, занимаемый 1,9 кг углекислого газа при температуре 97 °С и давлении 250 кПа, к нормальным условиям.

**Решение**

Для приведения объема газа к нормальным условиям применяют два уравнения Клапейрона:

$$pV/mRT = p_{\text{н}}V_{\text{н}}/mRT_{\text{н}} \text{ или } pV/T = p_{\text{н}}V_{\text{н}}/T_{\text{н}}.$$

Объем, занимаемый углекислым газом

$$V = mRT/p = 1,9 \cdot 190 \cdot 370 / 250000 = 0,534 \text{ м}^3.$$

Объем  $\text{CO}_2$  при нормальных условиях

$$250000 \cdot 0,534 / 370 = V_{\text{н}} \cdot 101325 / 273,15, \text{ откуда } V_{\text{н}} = 0,974 \text{ м}^3.$$

**Ответ:**  $V_{\text{н}} = 0,974 \text{ м}^3$

1.7. В резервуаре вместимостью 80 л воздух находится под давлением 10000 кПа и температуре 27 °С. После израсходования части воздуха на пуск двигателя давление понизилось до 5000 кПа, а температура упала до 17°С.

**Определить** массу израсходованного воздуха.

**Решение**

Масса воздуха до расходования составляет:

$$m_1 = pV/RT = 10000000 \cdot 0,08 / (287 \cdot 300,15) = 9,3 \text{ кг,}$$

а после расходования:

$$m_2 = 5000000 \cdot 0,08 / (287 \cdot 290,15) = 4,8 \text{ кг.}$$

Следовательно, расход воздуха составляет:

$$\Delta m = 9,3 - 4,8 = 4,5 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $\Delta m = 4,5 \text{ кг}$

1.8. **Определить** давление, при котором 5 кг азота занимают объем 2 м<sup>3</sup>, если температура азота равна 70 °С.

**Ответ:**  $p = 0,25 \text{ МПа.}$

1.9. В баллоне емкостью  $0,5 \text{ м}^3$  находится азот при температуре  $30^\circ\text{С}$  и избыточном давлении  $0,5 \text{ МПа}$ .

**Определить** массу азота, выпущенного из баллона, если избыточное давление понизилось до  $0,2 \text{ МПа}$ , а температура – до  $20^\circ\text{С}$ . Барометрическое давление равно  $750 \text{ мм рт. ст.}$

**Ответ:**  $m = 1,61 \text{ кг.}$

1.10. Объем воздуха при давлении  $0,6 \text{ МПа}$  и температуре  $100^\circ\text{С}$  составляет  $3 \text{ м}^3$ . Какой объем займет воздух при нормальных физических условиях?

**Ответ:**  $V = 13 \text{ м}^3$

1.11. **Определить** плотность водорода, если он находится в сосуде при температуре  $50^\circ\text{С}$ , а его избыточное давление составляет  $50 \text{ см вод. ст.}$  при барометрическом давлении  $760 \text{ мм рт. ст.}$

**Ответ:**  $\rho = 0,079 \text{ кг/м}^3$ .

1.12. В цилиндре с подвижным поршнем находится  $0,2 \text{ м}^3$  воздуха при давлении  $0,1 \text{ МПа}$ . Как должен измениться объем, чтобы при повышении давления до  $0,2 \text{ МПа}$  температура воздуха не изменилась?

**Ответ:** объем уменьшится в 2 раза.

1.13. В цилиндре диаметром  $0,6 \text{ м}$  содержится  $0,4 \text{ м}^3$  воздуха при давлении  $0,25 \text{ МПа}$  и температуре  $t_1 = 35^\circ\text{С}$ . До какой температуры ( $t_2$ ) должен быть нагрет воздух при постоянном давлении, чтобы движущийся без трения поршень поднялся на  $0,4 \text{ м}$ ?

**Ответ:**  $t_2 = 122^\circ\text{С.}$

1.14. В сосуде вместимостью  $0,4 \text{ м}^3$  находится  $0,8 \text{ кг}$  газа.

**Определить** его удельный объем, плотность и удельный вес в СИ.

**Ответ:**  $v = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $\rho = 2 \text{ кг/м}^3$ ,  $\gamma = 19,62 \text{ Н/м}^3$ .

1.15. Манометр парового котла показывает давление  $15 \text{ кгс/см}^2$ . Показания ртутного барометра при температуре в котельной  $25^\circ\text{С}$  составляют  $750 \text{ мм рт. ст.}$

**Определить** абсолютное давление в котле в технических атмосферах, в барах и в паскалях.

**Ответ:**  $p = 16,01 \text{ кгс/см}^2 = 15,7 \text{ бар} = 15,7 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

1.16. Пневматический пресс с диаметром поршня  $0,4 \text{ м}$  действует с силой  $635000 \text{ Н}$ .

**Определить** абсолютное давление воздуха в цилиндре пресса в атмосферах, в барах и в паскалях, если барометрическое давление  $B_0 = 745 \text{ мм рт. ст.}$

**Ответ:**  $p = 52,6 \text{ кгс/см}^2 = 51,55 \text{ бар} = 51,55 \cdot 10^5 \text{ Па.}$

## 2. Смеси идеальных газов

Под газовой смесью понимается смесь отдельных газов, не вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый газ в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси. Молекулы газа создают давление на стенки сосуда, которое называется парциальным (частичным). Будем считать, что каждый отдельный газ, входящий в смесь, подчиняется уравнению состояния Клапейрона, т. е. является идеальным газом [1].

Газовая смесь идеальных газов подчиняется закону *Дальтона*, который гласит: *общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь*:

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (2.1)$$

где  $p_1, p_2, \dots, p_n$  – парциальные давления.

*Парциальное давление – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси.*

Параметры газовой смеси могут быть вычислены по уравнению Клапейрона:

$$pV = mRT,$$

где все величины, входящие в уравнение, относятся к смеси газов. Мы заменяем газовую смесь каким-то газом, имеющим газовую постоянную и молекулярную массу такую же, как смесь.

*Способы задания смеси газов.* Газовая смесь может быть задана *массовыми, объемными и молярными долями*.

*Массовой долей называется отношение массы каждого газа к общей массе смеси*

$$g_1 = m_1/m; g_2 = m_2/m; \dots g_n = m_n/m, \quad (2.2)$$

где  $g_1, g_2, \dots, g_n$  – массовые доли;  $m_1, m_2, \dots, m_n$  – масса каждого газа;  $m$  – масса всей смеси.

Сумма массовых долей равна единице:

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = \sum_{i=1}^n g_i = 1. \quad (2.3)$$

Сумма масс всех газов равна массе смеси:

$$m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum_{i=1}^n m_i = m. \quad (2.4)$$

*Объемной долей называется отношение парциального (приведенного) объема каждого газа к общему объему смеси газов:*

$$r_1 = \frac{V_1}{V}; r_2 = \frac{V_2}{V}; \dots r_n = \frac{V_n}{V}, \quad (2.5)$$

где  $r_1; r_2; \dots r_n$  – объемные доли;  $V_1; V_2; \dots V_n$  – парциальные (приведенные) объемы каждого газа;  $V$  – объем смеси газов.

Парциальным объемом газа называется объем, который занимал бы этот газ, если бы его температура и давление равнялись температуре и давлению смеси газов.

Парциальный объем каждого газа можно определить по закону Бойля–Мариотта. При постоянной температуре имеем:

$$V_1 = \frac{p_1 V}{p}; V_2 = \frac{p_2 V}{p}; \dots V_n = \frac{p_n V}{p}. \quad (2.6)$$

Сложив уравнения, получим:

$$V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i = V. \quad (2.7)$$

Сумма парциальных объемов газов, составляющих смесь, равна объему смеси газов.

Сумма объемных долей равна единице:

$$r_1 + r_2 + \dots + r_n = \sum_{i=1}^n r_i = 1. \quad (2.8)$$

Задание смеси молярными долями равнозначно заданию ее объемными долями.

Действительно, если молярной долей назвать отношение количества вещества каждого газа  $v_i$  к количеству вещества смеси газов, то, учитывая, что

$$M_i = m_i / v_i \text{ и } M = m / v, \quad (2.9)$$

можно написать

$$\frac{v_i}{v} = \frac{m_i}{m} \frac{M}{M_i} = \frac{\rho_i V_i M}{\rho V M_i}. \quad (2.10)$$

Из закона Авогадро следует, что при одинаковых давлениях и температурах

$$\rho_i / \rho = M_i / M. \quad (2.11)$$

Тогда окончательно

$$v_i / v = V_i / V = r_i. \quad (2.12)$$

Соотношения между массовыми и объемными долями. Между удельными объемами, плотностями, молярными массами и удельными газовыми постоянными какого-нибудь газа и всей смеси в целом на основании закона Авогадро и уравнения Клапейрона–Менделеева существует следующая зависимость:

$$\rho_i / \rho = v_i / v = M_i / M = R / R_i, \quad (2.13)$$

где  $\rho_i$  – плотность каждого газа;  $\rho$  – плотность смеси газов;  $M_i$  – молярная масса каждого газа;  $M$  – молярная масса смеси газов.

Можно записать также, что

$$g_i = m_i / m = \rho_i V_i / \rho V = (\rho_i / \rho) r_i. \quad (2.14)$$

Последние два соотношения позволяют составить несколько уравнений, связывающих массовые и объемные доли:

$$g_i = (v / v_i) r_i = (M_i / M) r_i = (R / R_i) r_i; \quad (2.15')$$

$$r_i = (\rho/\rho_i)g_i = (v_i/v)g_i = (R_i/R)g_i = (M/M_i)g_i. \quad (2.15'')$$

*Газовая постоянная смеси газов.* Смесь газов подчиняется уравнению состояния:

$$pV = mRT \text{ и } R = pV/mT.$$

Из уравнения (2.15'')

$$r_i = g_i R_i / R \text{ и } \sum r_i = \sum \frac{g_i R_i}{R} = 1, \quad (2.16)$$

откуда

$$R = \sum g_i R_i = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n. \quad (2.17)$$

*Удельная газовая постоянная смеси газов равна сумме произведений массовых долей каждого газа на его удельную газовую постоянную.*

Другое уравнение для определения удельной газовой постоянной смеси:

$$R = \sum g_i R_i = 8314,2(g_1/M_1 + g_2/M_2 + \dots + g_n/M_n). \quad (2.18)$$

Газовую постоянную смеси можно определить по известной молекулярной массе смеси:

$$R = 8314,2/M. \quad (2.19)$$

Если дан объемный состав смеси, то из (2.15')

$$g_i = (R_i/R)r_i \text{ и } \sum g_i = R \sum (r_i/R_i) = 1. \quad (2.20)$$

Тогда

$$R = \frac{1}{\sum (r_i/R_i)} = \frac{1}{(r_1/R_1 + r_2/R_2 + \dots + r_n/R_n)}. \quad (2.21)$$

*Средняя молярная масса смеси газов* представляет собой условную величину и относится к такому однородному газу, у которого число молекул и общая масса равны числу молекул и массе смеси газов.

Если известна величина удельной газовой постоянной смеси, то

$$M = 8314,2/R \quad (2.22)$$

и

$$M = 8314,2/(g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n). \quad (2.23)$$

Заменяя удельные газовые постоянные  $R_1, R_2, \dots, R_n$  их значениями из уравнения *Клапейрона*, получаем выражение для средней молярной массы, если смесь задана массовыми долями:

$$M = 1/(g_1/M_1 + g_2/M_2 + \dots + g_n/M_n). \quad (2.24)$$

Если смесь задана объемными долями, то, как следует из уравнения (2.21),

$$R = 1/\sum r_i R_i = 8314,2/\sum r_i M_i. \quad (2.25)$$

Поскольку  $R = 8314,2/M$ , то

$$M = \sum r_i M_i = r_1 M_1 + r_2 M_2 + \dots + r_n M_n. \quad (2.26)$$

Средняя молярная масса смеси газов равна сумме произведений объемных долей на молярные массы отдельных газов, составляющих смесь.



**Парциальные давления.** Парциальное давление газа может быть определено через массовые доли из уравнения *Клапейрона*, если известны основные параметры газа:

$$p = \frac{m_i R_i T}{V} = p \frac{m_i R_i}{m R} = p \cdot g_i \frac{R_i}{R} = p \cdot g_i \frac{M}{M_i}. \quad (2.27)$$

Для нахождения парциального давления каждого газа при задании смеси объемными долями можно воспользоваться законом *Бойля–Мариотта*, из которого следует, что при постоянной температуре

$$p_i V = p V_i \text{ и } p_i = \frac{p V_i}{V} = r_i \cdot p. \quad (2.28)$$

Парциальное давление каждого газа равно произведению общего давления смеси газов на его объемную долю.

Уравнением (2.28) обычно пользуются при технических расчетах и при испытаниях тепловых установок.

Соотношения для расчета смесей идеальных газов даны в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Соотношение для расчета смесей идеальных газов

Расчет смеси	Способ задания смеси	
	Массовыми долями ( $g_i$ )	Объемными долями ( $r_i$ )
Определение долей	$g_i = \frac{M_i}{M},$ <p>где <math>M_i</math> – масса данного (<math>i</math>-го) компонента, кг; <math>M</math> – масса всей смеси, кг.</p> <p>При этом:</p> $M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i = M;$ $\sum_{i=1}^n g_i = 1$	$r_i = \frac{V_i}{V},$ <p>где <math>V_i</math> – приведенный объем данного (<math>i</math>-го) компонента, м<sup>3</sup>; <math>V</math> – объем всей смеси, м<sup>3</sup>.</p> <p>При этом:</p> $V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_{i=1}^n V_i = V;$ $\sum_{i=1}^n r_i = 1.$
Формула перехода	$r_i = \frac{\frac{g_i}{\mu_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}};$ $r_i = \frac{\mu}{\mu_i} g_i;$ $r_i = \frac{\rho}{\rho_i} g_i;$ $r_i = \frac{R_i}{R} g_i.$	$g_i = \frac{r_i \cdot \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \cdot \mu_i};$ $g_i = \frac{\mu_i}{\mu} r_i;$ $g_i = \frac{\rho_i}{\rho} r_i;$ $g_i = \frac{R_i}{R} r_i.$
Парциальное давление компонентов	$p_i = \frac{g_i \cdot R_i}{R} \cdot p$	$p_i = r_i \cdot p$

*Примечания:* 1. В таблице 2.1 приняты следующие обозначения:  $g_i$  и  $r_i$  – массовые и объемные доли  $i$ -го компонента соответственно;  $\mu_i$  – молярная масса компонента, кг/моль;  $R_i$  – газовая постоянная компонента, Дж/(кг·К);  $p$  – давление смеси, Па;  $R$  – газовая постоянная смеси, Дж/(кг·К);  $\rho_i$  – плотность  $i$ -го компонента, кг/м<sup>3</sup>.

2. Состав газовой смеси может быть задан массовыми или объемными долями, а также соответственно массовыми или объемными процентами, которые связаны соотношением, например, для водорода

$$H_2 = r_{H_2} \cdot 100\%, \quad (2.29)$$

где  $r_{H_2}$  – объемная доля водорода.

3. *Приведенный объем*  $i$ -го компонента газовой смеси  $V_i$  – это объем, который один этот компонент мог бы занимать при условии, что его давление и температура будут равны давлению и температуре всей газовой смеси. Приведенный объем может быть рассчитан по формуле:

$$V_i = \frac{p_i}{p} \cdot V. \quad (2.30)$$

4. *Парциальным* называется давление компонента, которое он создавал бы, находясь один в объеме, занимаемом смесью, при температуре смеси.

## Задачи к разделу 2

2.1. **Определить** массу углекислого газа в сосуде с объемом  $V = 4 \text{ м}^3$  при  $t = 80^\circ\text{C}$ . Давление газа по манометру равно 0,04 МПа. Барометрическое давление  $B = 103990 \text{ Па}$ .

### Решение

$$\begin{aligned} PV &= mRT \\ R &= \frac{8,314}{M(\text{CO}_2)} = \frac{8,314}{0,044} = 189 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \\ m &= \frac{PV}{RT} = \frac{P_M \cdot V}{RT} = \frac{0,04 \cdot 10^6 \cdot 4}{(80 + 273) \cdot 189} = 2,4 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Так как сосуд является замкнутой системой, то барометрическое давление мы не учитываем.

**Ответ:**  $m = 2,4 \text{ кг}$ .

2.2. В  $1 \text{ м}^3$  сухого воздуха содержится примерно  $0,21 \text{ м}^3$  кислорода и  $0,79 \text{ м}^3$  азота.

**Определить** массовый состав воздуха, его газовую постоянную и парциальные давления кислорода и азота.

### Решение

$$\begin{aligned} r_i &= \frac{V_i}{V} \cdot r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V} = \frac{0,21}{1} = 0,21; & r_{N_2} &= \frac{V_{N_2}}{V} = \frac{0,79}{1} = 0,79; \\ R_{O_2} &= \frac{8,314}{0,032} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \\ R_{N_2} &= \frac{8,314}{0,028} = 296,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

(возможно будут небольшие расхождения в удельных газовых постоянных из-за того, что их будут брать из методички после 2 темы «уравнение состояния идеальных газов»)

$$R_{cm} = \frac{1}{\frac{r_{O_2}}{R_{O_2}} + \frac{r_{N_2}}{R_{N_2}}} = \frac{1}{\frac{0,21}{259,8} + \frac{0,79}{296,9}} = 288,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

(газовая постоянная должна получиться в диапазоне 288, знак после запятой может быть из-за округлений)

$$g_{O_2} = \frac{R_{O_2}}{R_{cm}} \cdot r_{O_2} = \frac{259,8}{288,2} \cdot 0,21 \approx 0,19;$$

$$g_{N_2} = \frac{R_{N_2}}{R_{cm}} \cdot r_{N_2} = \frac{296,9}{288,2} \cdot 0,79 \approx 0,81.$$

В задаче ничего не сказано про давление, мы будем брать давление при нормальных физических условиях  $p = 760$  мм. рт. ст.

$$p_{O_2} = p \cdot r_{O_2} = 760 \cdot 133,3 \cdot 0,21 = 21275 \text{ Па};$$

$$p_{N_2} = p \cdot r_{N_2} = 760 \cdot 133,3 \cdot 0,79 = 80033 \text{ Па}.$$

**Ответ:**  $g_{O_2} \approx 0,19$ ;  $g_{N_2} \approx 0,81$ ;  $R_{cm} = 288,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $p_{O_2} = 21275 \text{ Па}$ ;  $p_{N_2} = 80033 \text{ Па}$ .

2.3. Во сколько раз объем определенной массы газа при  $-20^\circ\text{C}$  меньше, чем при  $+20^\circ\text{C}$ , если давление в обоих случаях одинаковое?

**Решение**

$$PV = mRT; V = \frac{mRT}{P};$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{m \cdot R \cdot T_1 \cdot P}{P \cdot m \cdot R \cdot T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{273 - 20}{273 + 20} = \frac{253}{293} = 0,863.$$

**Ответ:**  $\frac{V_1}{V_2} = 0,863$ .

2.4. **Определить** массу кислорода, содержащегося в баллоне емкостью 60 л, если давление кислорода по манометру равно 1,08 МПа, а показания ртутного барометра составляют 99325 Па при температуре  $25^\circ\text{C}$ .

**Решение**

$$PV = mRT; R_{O_2} = \frac{8,314}{0,032} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{1080000 \cdot 0,6}{259,8 \cdot (273 + 25)} = 8,4 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $R_{O_2} = 259,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $m = 8,4 \text{ кг}$ .

2.5. **Определить** газовую постоянную смеси газов, состоящей из 1 м<sup>3</sup> генераторного газа и 1,5 м<sup>3</sup> воздуха, взятых при нормальных условиях, и найти парциальные давления составляющих смеси. Плотность генераторного газа принять равной  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

**Решение**

$$r_i = \frac{V_i}{V}; \quad r_{\text{ГГ}} = \frac{1}{2,5} = 0,4; \quad r_{\text{В}} = \frac{1,5}{2,5} = 0,6;$$

$$p_i = p \cdot r_i;$$

$$p_{\text{ГГ}} = 760 \cdot 133,3 \cdot 0,4 = 40523,2 \text{ Па};$$

$$p_{\text{В}} = 760 \cdot 133,3 \cdot 0,6 = 60784,8 \text{ Па};$$

$$m_i = \rho_i \cdot V_i;$$

$$m_{\text{ГГ}} = \rho_{\text{ГГ}} \cdot V_{\text{ГГ}} = 1,2 \cdot 1 = 1,2 \text{ кг};$$

$$\rho_{\text{В}} = 1,2754 \text{ (н. ф. у)}; \quad m_{\text{В}} = 1,2754 \cdot 1,5 = 1,91 \text{ кг};$$

$$R_i = \frac{p_0 \cdot V_i}{m_i \cdot T};$$

$$R_{\text{ГГ}} = \frac{p_0 \cdot V_{\text{ГГ}}}{m_{\text{ГГ}} \cdot T} = \frac{760 \cdot 133,3 \cdot 1}{1,2 \cdot 273} = 309 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{\text{В}} = \frac{p_0 \cdot V_{\text{В}}}{m_{\text{В}} \cdot T} = \frac{760 \cdot 133,3 \cdot 1,5}{1,91 \cdot 273} = 291 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{\text{см}} = \frac{1}{\frac{r_{\text{ГГ}}}{R_{\text{ГГ}}} + \frac{r_{\text{В}}}{R_{\text{В}}}} = \frac{1}{\frac{0,4}{309} + \frac{0,6}{298}} = 298 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

**Ответ:**  $R_{\text{см}} = 298 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; p_{\text{ГГ}} = 40523,2 \text{ Па}; p_{\text{В}} = 60784,8 \text{ Па}.$

2.6. Смесь идеальных газов состоит по массе из 20 %  $\text{CO}_2$ , 15 %  $\text{CO}$ , 10 %  $\text{O}_2$ , 55 %  $\text{N}_2$ .

**Определить** объемный состав смеси, парциальные давления газов, входящих в смесь, молярную и массовую изохорные теплоемкости смеси, если давление смеси составляет 0,5 МПа.

**Ответ:**  $r_{\text{CO}_2} = 0,139; p_{\text{CO}_2} = 0,0695 \text{ МПа}; r_{\text{CO}} = 0,164; p_{\text{CO}} = 0,082 \text{ МПа};$

$r_{\text{O}_2} = 0,096; p_{\text{O}_2} = 0,048 \text{ МПа}; r_{\text{N}_2} = 0,601; p_{\text{N}_2} = 0,3005 \text{ МПа};$

$$c_v = 0,7216 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \mu_{cv} = 23,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

2.7. Смесь идеальных газов состоит из 6 кг  $\text{CO}_2$ , 4 кг  $\text{O}_2$ , и 10 кг  $\text{N}_2$ .

**Определить** газовую постоянную смеси, молярную массу смеси и массовую изобарную теплоемкость смеси.

**Ответ:**  $R_{cv} = 256,35 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \mu_{см} = 32,43 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}; c_{pем} = 0,5906 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

2.8. **Определить** массовую изохорную и изобарную теплоемкости смеси идеальных газов, если задан объемный состав смеси: 10 % водорода, 10 % окиси углерода, 40 % углекислого газа, 40 % азота.

**Ответ:**  $c_v = 0,706 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ;  $c_p = 0,976 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ .

2.9. Газовая смесь из водорода  $H_2$  и метана  $CH_4$  в количестве  $67,2 \text{ м}^3$  имеет газовую постоянную  $R_{\text{см}} = 2550 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ , давление смеси 0,98 бар и температура  $15^\circ\text{C}$ .

**Определить** массовые и объёмные доли, массу водорода и метана в смеси.

**Ответ:**  $r_{H_2} = 0,911$ ;  $r_{CH_4} = 0,089$ ;  $g_{H_2} = 0,562$ ;  
 $g_{CH_4} = 0,438$ ;  $m_{H_2} = 5,035 \text{ кг}$ ;  $m_{CH_4} = 3,924 \text{ кг}$ .

2.10 Начальное состояние азота ( $N_2$ ) задано параметрами:  $t = 200^\circ\text{C}$ ,  $v = 1,9 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Азот нагревается при постоянном давлении, при этом удельный объем его увеличивается в три раза.

**Определить** конечную температуру азота, считая его идеальным газом.

**Ответ:**  $t = 1146^\circ\text{C}$ .

### 3. Теплоемкость

Теплоемкостью называют количество теплоты, которое необходимо сообщить телу (газу), чтобы повысить температуру какой-либо количественной единицы на 1 °С. Сообщение телу теплоты в каком-либо процессе вызывает изменение его состояния и в общем случае сопровождается изменением температуры. *Отношение элементарного количества теплоты  $\delta q$ , полученного телом при бесконечно малом изменении его состояния, к изменению температуры  $dt$  называется удельной теплоемкостью тела в данном процессе [1]:*

$$c_x = \delta q_x / dt. \quad (3.1)$$

Величина  $q$  в уравнении (3.1) зависит не только от интервала температур, но и от вида процесса подвода теплоты, характеризуемого некоторым постоянным параметром  $x$ , которым может быть объем тела  $v$ , давление  $p$  и др. Общее количество теплоты, полученное в данном процессе, определяется выражением:

$$q_{1-2,x} = \int_1^2 c_x dT, \quad (3.2)$$

где интеграл берется от начального состояния 1 до заданного конечного состояния 2.

Поскольку количество теплоты  $\delta q_{1-2,x}$  зависит от характера процесса, то и теплоемкость системы  $c_x$  также зависит от условий протекания процесса. Одна и та же система в зависимости от характера процесса обладает различными теплоемкостями, численная величина которых может изменяться в пределах от  $-\infty$  до  $+\infty$ .

В термодинамике различают теплоемкости: удельную (массовую), объемную и молярную.

*Удельная (массовая) теплоемкость  $c_x$  – величина, равная отношению теплоемкости однородного тела к его массе.* Единица удельной теплоемкости – джоуль на килограмм·кельвин [Дж/(кг·К)], он равен удельной (массовой) теплоемкости вещества, имеющего при массе 1 кг теплоемкость 1 Дж/К.

*Объемной теплоемкостью  $c'_x$  называют отношение теплоемкости рабочего тела к его объему при нормальных физических условиях, т. е. при давлении 101 325 Па и температуре  $t = 0^\circ\text{C}$ .* Единица объемной теплоемкости – джоуль на кубический метр · кельвин [Дж/(м³·К)], он равен объемной теплоемкости рабочего тела, имеющего при объеме 1 м³ теплоемкость 1 Дж/К.

*Молярной теплоемкостью  $c_m$  называют величину, равную произведению удельной теплоемкости вещества на молярную массу этого вещества.* Единицей молярной теплоемкости является джоуль на моль·кельвин [Дж/(моль·К)], который равен молярной теплоемкости вещества, имеющего при количестве вещества 1 моль теплоемкость 1 Дж/К.

Между указанными теплоемкостями существует следующая связь:

$$c_x = c'_x v_0 = c_m / M, \quad (3.3)$$

где  $v_0$  – удельный объем при нормальных физических условиях;  $M$  – молярная масса.

Как указывалось, теплоемкости зависят от характера процесса. В термодинамике имеют большое значение теплоемкость при постоянном объеме

$$c_v = \delta q_v / dt, \quad (3.4)$$

равная отношению количества теплоты  $\delta q_v$  в процессе при постоянном объеме к изменению температуры  $dt$  тела, и теплоемкость при постоянном давлении

$$c_p = \delta q_p / dt, \quad (3.5)$$

равная отношению количества теплоты  $\delta q_p$  в процессе при постоянном давлении к изменению температуры  $dt$  тела.

Кроме того, из уравнения (3.4) и следует, что в процессе при  $v = const$ , в котором тело не совершает внешней работы, вся теплота, сообщаемая телу, идет на изменение его внутренней энергии:

$$\delta q_v = du_v = c_v dT, \quad (3.6)$$

или при  $c_v = const$

$$q_{1-2,v} = u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1). \quad (3.7)$$

*Изменение внутренней энергии идеального газа равно произведению теплоемкости  $c_v$  при постоянном объеме на разность температур тела в любом процессе.*

Интегрируя уравнение (3.7) для идеального газа от  $0$  до  $t$  °C, получим:

$$u = \int_0^t c_v dt = \bar{c}_v \Big|_0^t t, \quad (3.8)$$

где  $\bar{c}_v$  – средняя теплоемкость при  $v = const$ .

Отсюда для любого конечного процесса изменения состояния идеального газа имеем:

$$u_2 - u_1 = \bar{c}_v \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = \bar{c}_v \Big|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_v \Big|_0^{t_1} t_1 \quad (3.9)$$

Подставляя значение  $du = c_v dT$  в основное уравнение первого закона термодинамики, имеем в общем случае для обратимого процесса при бесконечно малом изменении состояния идеального газа:

$$\delta q = c_v dT + p dv, \quad (3.10)$$

Уравнение (3.11) устанавливает в общем виде связь между теплоемкостями  $c_p$  и  $c_v$ :

$$c_p = c_v + R \text{ и } c_p - c_v = R. \quad (3.11)$$

Это уравнение носит название *уравнения Майера*. Оно может быть записано и для  $1$  моль:

$$c_{mp} = c_{mv} + R_m \text{ или } c_p - c_v = 8,3142 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \quad (3.12)$$

Следовательно, для идеальных газов разность между  $c_{mp}$  и  $c_{mv}$  есть величина постоянная.

Для приближенных расчетов при невысоких температурах можно принимать следующие значения молярных теплоемкостей (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Приближенные значения молярных теплоемкостей при постоянном объеме и постоянном давлении ( $c = \text{const}$ )

Газы	Теплоемкость кДж/(кмоль·К)	
	$c_{mv}$	$c_{mp}$
Одноатомные	12,56	20,93
Двухатомные	20,93	29,31
Трех- и многоатомные	29,31	37,68

Так как теплоемкость идеального газа зависит от температуры, а реального – и от давления, то в технической термодинамике различают истинную и среднюю теплоемкости.

Теплоемкость, определяемая уравнениями (3.1), (3.3), (3.4) при данных значениях параметров состояния  $v$  и  $T$  или  $p$  и  $T$  (т. е. в данном состоянии тела), называют *истинной теплоемкостью*. Следовательно, *истинной теплоемкостью называется отношение элементарного количества теплоты, сообщаемой термодинамической системе в каком-либо процессе, к бесконечно малой разности температур*.

Истинные теплоемкости реальных газов можно выразить в виде суммы двух слагаемых:

$$c_x = c_{x0} + \Delta c_x. \quad (3.13)$$

Первое слагаемое представляет собой теплоемкость данного газа в разреженном (идеально газовом) состоянии (при  $p \rightarrow 0$  или  $v \rightarrow \infty$ ) и зависит только от температуры.

Температурная зависимость теплоемкостей  $c_p$  и  $c_v$  приближенно может быть представлена в виде полинома третьей степени от  $t^\circ\text{C}$ :

$$c_{x0} = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3. \quad (3.14)$$

Однако в настоящее время в расчетах используют более точные табличные значения.

Второе слагаемое  $\Delta c_x$  определяет зависимость теплоемкости от давления или удельного объема и связано с изменением потенциальной составляющей внутренней энергии реального газа.

В практических расчетах при определении количества теплоты обычно применяют так называемые средние теплоемкости.

*Средней теплоемкостью  $\bar{c}_x$*  данного процесса в интервале температур от  $t_1$  до  $t_2$  называют отношение количества теплоты  $q_{1-2}$  к конечной разности температур  $t_2 - t_1$ :



$$\overline{c_x} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q_{1-2,x}}{t_2 - t_1}. \quad (3.15)$$

Так как количество теплоты  $q_{1-2,x}$ , полученное системой в процессе  $x = const$ , определяется уравнением (3.2), где  $c_x$  – истинная теплоемкость в данном процессе, то

$$\overline{c_x} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} c_x dt. \quad (3.16)$$

Уравнение (3.16) устанавливает связь между средней и истинной теплоемкостями тела в данном процессе.

Если средние теплоемкости даны в таблице для интервала температур от 0 до  $t^\circ\text{C}$ , то средняя теплоемкость  $\overline{c_x} \Big|_{t_1}^{t_2}$  может быть вычислена по формуле:

$$\overline{c_x} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{\overline{c_x} \Big|_0^{t_2} t_2 - \overline{c_x} \Big|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}. \quad (3.17)$$

Таким образом, если в каком-либо процессе идеальный газ был нагрет от температуры  $t_1$  до  $t_2$ , то количество теплоты, затраченное на нагревание, равно

$$Q_x = m \cdot [\overline{c_x} \Big|_0^{t_2} t_2 - \overline{c_x} \Big|_0^{t_1} t_1] = V_n [\overline{c_x} \Big|_0^{t_2} t_2 - \overline{c_x} \Big|_0^{t_1} t_1]. \quad (3.18)$$

Средние молярные, удельные и объемные теплоемкости газов при  $p = const$  и  $v = const$  приведены в таблицах справочной литературы по технической термодинамики (см. *Приложения 1 и 2*).

В термодинамике часто используется отношение теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме, обозначаемое обычно  $k$ :

$$k = c_p / c_v = c'_p / c'_v = c_{mp} / c_{mv}. \quad (3.19)$$

Согласно классической кинетической теории газов, величина  $k$  определяется числом степеней свободы молекулы, отсюда следует:

$$k = \frac{i+2}{2} R / \left( \frac{i}{2} R \right) = 1 + 2/i. \quad (3.20)$$

Если считать  $c_x = const$ , то: для одноатомного газа  $k = 1,66$ ; для двухатомного газа  $k = 1,4$ , для трех- и многоатомных газов  $k = 1,33$ .

При  $c_x \neq const$  для идеальных газов  $k$  зависит от температуры, что и видно из формулы:

$$k = c_p / c_v = (c_v + R) / c_v = 1 + R / c_v. \quad (3.21)$$

Из уравнения *Майера* можно получить следующие соотношения для теплоемкостей  $c_p$  и  $c_v$ :

$$c_v = R / (k - 1); c_p = kR / (k - 1). \quad (3.22)$$

Как уже указывалось, количество теплоты в изобарном и изохорном процессах идеального газа может быть подсчитано по следующим уравнениям:

$$q_{p,1-2} = \overline{c_p} \Big|_0^{t_2} t_2 - \overline{c_p} \Big|_0^{t_1} t_1 = h_2 - h_1; \quad (3.23)$$

$$q_{v,1-2} = \overline{c_v} \Big|_0^{t_2} t_2 - \overline{c_v} \Big|_0^{t_1} t_1 = u_2 - u_1. \quad (3.24)$$

Следовательно, для определения теплоты  $q_p$  и  $q_v$  необходимо знать либо теплоемкости в интервале температур от  $0$  до  $t^\circ\text{C}$ , либо значения удельных энтальпий и внутренних энергий.

При расчетах тепловых установок приходится встречаться со смесями газов, а в таблицах приводятся теплоемкости только для отдельных идеальных газов; поэтому нужно уметь определить теплоемкость газовой смеси. Если смесь газов задана массовыми долями, то удельная теплоемкость смеси определяется как сумма произведений массовых долей на удельную теплоемкость каждого газа:

$$c_{vcc} = g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2} + \dots + g_n c_{vn} = \sum_1^n g_i c_{vi}; \quad (3.25)$$

$$c_{pcm} = g_1 c_{p1} + g_2 c_{p2} + \dots + g_n c_{pn} = \sum_1^n g_i c_{pi}, \quad (3.26)$$

где  $g_1, g_2, \dots, g_n$  – массовые доли каждого газа, входящего в смесь.

Если смесь газов задана объемными долями, то объемная теплоемкость смеси равна сумме произведений объемных долей на объемную теплоемкость каждого газа:

$$c'_{vcm} = r_1 c'_{v1} + r_2 c'_{v2} + \dots + r_n c'_{vn} = \sum_1^n r_i c'_{vi}; \quad (3.27)$$

$$c'_{pcm} = r_1 c'_{p1} + r_2 c'_{p2} + \dots + r_n c'_{pn} = \sum_1^n r_i c'_{pi}, \quad (3.28)$$

где  $r_1, r_2, \dots, r_n$  – объемные доли отдельных газов, входящих в смесь. Молярная теплоемкость смеси газов равна произведению объемных долей на молярные теплоемкости составляющих смесь газов:

$$c_{mvcm} = r_1 c_{mv1} + r_2 c_{mv2} + \dots + r_n c_{mvn} = \sum_1^n r_i c_{mvi} \quad (3.29)$$

и

$$c_{mpcm} = r_1 c_{mp1} + r_2 c_{mp2} + \dots + r_n c_{mpn} = \sum_1^n r_i c_{mpi}. \quad (3.30)$$

Удельная теплоемкость смеси газов может быть определена, если известны плотность и удельный объем смеси газов при нормальных физических условиях:

$$c_{vcm} = c'_{vcm} v_{cm 0^\circ} = \frac{c'_{vcm}}{\rho_{cm 0^\circ}}, \quad (3.31)$$

и

$$c_{pcm} = c'_{pcm} v_{cm 0^\circ} = \frac{c'_{pcm}}{\rho_{cm 0^\circ}}, \quad (3.32)$$

Для приближенных расчетов иногда пользуются эмпирическими формулами, учитывающими зависимость теплоемкости от температуры по линейному закону. Для истинной теплоемкости эта зависимость может быть представлена уравнением вида:

$$c_x = a + b \cdot t, \quad (3.33)$$

где  $a$  – истинная теплоемкость при  $0^\circ\text{C}$ ;  $b$  – тангенс угла наклона прямой, характеризующий изменение теплоемкости от температуры. Зная зависимость  $c_x = f(t)$ , можно по (3.15) определить среднюю теплоемкость  $c_x$ :

$$\begin{aligned}\overline{c_x} \Big|_{t_1}^{t_2} &= \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (a + bt) dt \\ &= \frac{1}{t_2 - t_1} \left[ a(t_2 - t_1) + b \frac{t_2^2 - t_1^2}{2} \right] = a + \frac{b}{2} \left( \frac{t_2 + t_1}{1} \right).\end{aligned}\quad (3.34)$$

Уравнения для средних удельных и объемных теплоемкостей газов в пределах от 0 до 1500 °С приведены в таблицах справочной литературы по технической термодинамике.

### Задачи к разделу 3

3.1. **Определить** удельные массовые, мольные, объемные (на нормальный м<sup>3</sup>), изохорные и изобарные теплоемкости кислорода O<sub>2</sub> (μ = 32 кг/кмоль), считая его идеальным газом с «жесткими» молекулами.

#### Решение

Удельные мольные изохорная и изобарная теплоемкости идеального кислорода:

$$\begin{aligned}c_{mv} &= \frac{R_\mu}{2} i = \frac{8314}{2} 5 = 20785 \frac{\text{Дж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{К})}; \\ c_{mp} &= \frac{R_\mu}{2} (i + 2) = c_{mv} + R_\mu = 20785 + 8314 = 29099 \frac{\text{Дж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{К})}.\end{aligned}$$

Удельные массовые изохорную и изобарную теплоемкости кислорода можно определить через соответствующие мольные теплоемкости:

$$\begin{aligned}c_v &= \frac{c_{mv}}{\mu} = \frac{20785}{32} = 649,5 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}; \\ c_p &= \frac{c_{mp}}{\mu} = \frac{29099}{32} = 909,3 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}.\end{aligned}$$

Удельные объемные (на нормальный н.м<sup>3</sup>) изохорную и изобарную теплоемкости кислорода можно также определить через соответствующие мольные теплоемкости:

$$\begin{aligned}c'_v &= \frac{c_{mv}}{V_\mu^{\text{н.у}}} = \frac{20785}{22,4} = 927,9 \frac{\text{Дж}}{(\text{н. м}^3 \cdot \text{К})}; \\ c'_p &= \frac{c_{mp}}{V_\mu^{\text{н.у}}} = \frac{29099}{22,4} = 1299 \frac{\text{Дж}}{(\text{н. м}^3 \cdot \text{К})}.\end{aligned}$$

**Ответ:**  $c_{mv} = 20785 \frac{\text{Дж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{К})}; c_{mp} = 29099 \frac{\text{Дж}}{(\text{кмоль} \cdot \text{К})};$   
 $c_v = 649,5 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}; c_p = 909,3 \frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}; c'_v = 927,9 \frac{\text{Дж}}{(\text{н.м}^3 \cdot \text{К})}; c'_p = 1299 \frac{\text{Дж}}{(\text{н.м}^3 \cdot \text{К})}.$

3.2. Воздух, занимающий объем  $V_1 = 15 \text{ м}^3$ , при температуре  $t_1 = 1500 \text{ °C}$  и давлении  $p_1 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ , изохорно охлаждается до  $t_2 = 250 \text{ °C}$ .

**Определить** отведенную от воздуха теплоту  $Q$ , считая его теплоемкость постоянной, как у идеального двухатомного газа с молярной массой  $\mu = 28,96 \text{ кг/кмоль}$ .

**Ответ:**  $Q = -2,68 \text{ МДж}$ .

3.3. Истинная молярная изобарная теплоемкость газа с  $\mu = 38 \text{ кг/кмоль}$  определяется зависимостью:

$$c_{mp} = 30 + 0,0025 \cdot t + 0,000001 \cdot t^2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

В изохорном процессе 6 кг этого газа нагреваются от 80 до 700 °C.

**Определить** теплоту этого процесса.

**Ответ:**  $Q = 2236 \text{ кДж}$ .

3.4. Средняя массовая изобарная теплоемкость газа с  $\mu = 30 \text{ кг/кмоль}$  на интервале температур от 0 °C до 50 °C имеет значение  $c_{mp} I_0^{50} = 0,8 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{K})}$ , а на интервале от 0 °C до 100 °C имеет значение  $c_{mp} I_0^{100} = 0,86 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{K})}$ .

**Определить** среднюю массовую и молярную изобарную теплоемкости газа на интервале температур от 50 °C до 100 °C.

**Ответ:**  $\overline{c_p} = 0,92 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ ,  $\overline{c_{mp}} = 27,6 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$ .

3.5. Воздух ( $\mu = 28,96 \text{ кг/кмоль}$ ) с температурой 150 °C образуется в результате изобарного смешения двух потоков воздуха: холодного с  $t_1 = 15 \text{ °C}$  и горячего с  $t_2 = 900 \text{ °C}$ .

**Определить**, сколько холодного и горячего воздуха образует 1 кг смеси. Все давления считать одинаковыми. Средняя молярная изобарная теплоемкость воздуха, взятая от 0 °C, определяется по формуле:

$$\overline{c_{mp}} = 29,1 + 0,002415 \cdot t \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

**Ответ:**  $m_1 = 0,855 \text{ кг}$ ,  $m_2 = 0,145 \text{ кг}$ .

3.6. Воздух ( $\mu = 28,96 \text{ кг/кмоль}$ ), имеющий температуру  $t_1 = 1500 \text{ °C}$ , давление  $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$  и занимающий объем  $V_1 = 5 \text{ м}^3$ , изобарно охлаждается до  $t_2 = 250 \text{ °C}$ .

**Определить** количество отводимой от воздуха теплоты, если:

1) считать теплоемкость постоянной, как для идеального двухатомного газа;

2) считать истинную теплоемкость воздуха, подчиняющуюся зависимости  $\overline{c_{mp}} = 29,1 + 0,002415 \cdot t \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$ .

**Определить** относительную разницу результатов по первому и второму методам расчета.

**Ответ:**  $Q_1 = -1250 \text{ кДж}$ ,  $Q_2 = -1340 \text{ кДж}$ ,  $\delta Q = 6,72 \%$ .

3.7. 4 м<sup>3</sup> углекислого газа (CO<sub>2</sub>) находятся при  $p_1 = 7$  бар и  $t_1 = 400$  °С.

**Определить** количество теплоты, которое нужно при постоянном давлении подвести к газу, чтобы нагреть его до 1000 °С. Значения теплоемкостей газа брать из таблиц средних теплоемкостей (табл. 3.2).

**Ответ:**  $Q = 16,5$  МДж.

Таблица 3.2 – Средние молярные теплоемкости реальных газов, определенные от 0°С, при атмосферном давлении в кДж/(кмоль·К) [3]

t°С	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$
	Водород Н <sub>2</sub>		Азот N <sub>2</sub>		Кислород O <sub>2</sub>		Воздух	
0	28,32	20,30	29,12	20,80	29,27	20,96	29,07	20,76
100	28,94	20,62	29,14	20,83	29,54	21,22	29,15	20,84
200	29,07	20,76	29,29	20,91	29,93	21,62	20,30	20,99
300	29,12	20,81	29,38	21,07	30,40	21,67	29,52	21,21
400	29,20	20,87	29,60	21,29	30,88	22,56	29,78	21,78
500	29,25	20,93	29,86	21,55	31,33	23,02	30,10	21,88
600	29,32	21,00	30,15	21,83	31,76	23,45	30,41	22,02
700	29,41	21,10	30,45	22,14	32,15	23,84	30,72	22,41
800	29,52	21,20	30,75	22,43	32,50	24,19	31,03	22,71
900	29,65	21,33	31,04	22,72	32,83	24,51	31,32	23,00
1000	29,79	21,47	31,31	23,00	33,12	24,80	31,60	23,28
1200	30,11	21,79	31,82	23,51	33,63	25,32	32,11	23,79
t°С	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$	$\mu C_p$	$\mu C_v$
	Ок. углер. СО		Дв-ок. угл. СО <sub>2</sub>		Метан СН <sub>4</sub>		Водяной пар	
0	29,12	20,18	35,86	27,55	26,42	34,74	33,50	25,18
100	29,18	20,86	38,11	29,80	36,82	28,49	33,74	25,43
200	29,30	20,99	40,06	31,74	39,43	31,11	34,12	25,80
300	29,52	21,20	41,76	33,44	42,27	33,96	34,58	26,26
400	29,79	21,47	43,25	34,94	45,18	36,87	35,09	26,78
500	30,10	21,78	44,57	36,26	47,98	39,66	35,63	27,32
600	30,43	22,11	45,75	37,44	50,67	42,36	36,20	27,88
700	30,75	22,44	46,81	38,50	52,28	44,96	36,79	28,47
800	31,07	22,76	47,76	39,45	55,90	47,59	37,39	29,08
900	31,38	23,06	48,62	40,29	58,33	50,02	38,02	29,62
1000	31,67	23,35	49,39	41,08	60,50	52,19	38,62	30,30
1200	32,19	23,88	50,74	42,43	62,46	54,14	39,83	31,51

3.8. Истинная молярная изобарная теплоемкость газа, кДж/(кмоль·К), с молярной массой  $\mu = 28$  кг/кмоль определяется по формуле:

$$c_{mp} = 30 + 0,008 \cdot t + 0,000002 \cdot t^2.$$

**Определить** изменение внутренней энергии 1 кг газа при изменении его температуры от 200 °С до 1000 °С.

**Ответ:**  $\Delta u = 781$  кДж/кг.

3.9. Истинная молярная изобарная теплоемкость газа, кДж/(кмоль·К), с молярной массой  $\mu = 30$  кг/кмоль определяется выражением:

$$c_{mp} = 30 + 0,008 \cdot t + 0,000002 \cdot t^2.$$

**Определить** среднюю массовую изобарную теплоемкость этого газа  $c_{mp}$  на интервале температур от 300 °С до 1200 °С.

**Ответ:**  $c_{mp} = 1,242$  кДж/(кг · К).

3.10. **Определить** значение массовой теплоемкости кислорода при постоянном объеме и постоянном давлении, считая  $c = const$ .

**Ответ:**  $c_p = 0,916 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $c_v = 0,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

#### 4. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым явлениям, протекающим в термодинамических системах. Аналитически первый закон термодинамики может быть записан в интегральном и дифференциальном видах [1].

Математическое выражение первого закона термодинамики:

*Изменение удельной внутренней энергии термодинамической системы равно алгебраической сумме полученной системой энергии в форме удельной теплоты  $dq$  и совершенной ею внешней удельной работой  $dl$ , или подведенная к рабочему телу энергия в форме удельной теплоты расходуется на изменение удельной внутренней энергии тела и на совершение телом внешней работы:*

$$\delta q = du + p dv; q_{1-2} = u_2 - u_1 + \int_1^2 p dv. \quad (4.1)$$

Формулировка первого закона термодинамики:

*Изменение внутренней энергии термодинамической системы в результате какого-то термодинамического процесса происходит за счет подвода или отвода энергии в форме теплоты и работы (для краткости последние часто называют просто теплотой и работой).*

Интегральная форма записи для удельных (на единицу массы, т.е. на 1 кг или 1 моль) величин:

$$u_2 - u_1 = \Delta u = q - l, \quad (4.2)$$

где  $u_1, u_2$  – значения удельной внутренней энергии термодинамической системы в начале и конце процесса соответственно, Дж/кг или Дж/моль;  $\Delta u$  – изменение внутренней энергии в ходе процесса  $1 - 2$ ;  $q, l$  – удельные количества энергии, подведенные или отведенные в виде теплоты и работы соответственно, Дж/кг или Дж/моль.

Выражение (4.2) справедливо для всех термодинамических процессов, как равновесных (обратимых), так и неравновесных (необратимых). В классической термодинамике разработаны методы расчета только равновесных (обратимых) процессов. Это процессы, в которых параметры состояния термодинамической системы одинаково меняются по всему объему одновременно.

Правило знаков: энергия, повышающая внутреннюю энергию термодинамической системы, в правой части (4.2) имеет положительное значение, уменьшающее – отрицательное. Так, например:

- $q > 0$  при подводе к системе теплоты;
- $q < 0$  при отводе ее от системы;
- $l > 0$  при расширении системы, т. е. когда система совершает работу;
- $l < 0$  при сжатии, т. е. когда работа совершается над системой.

Дифференциальная форма записи первого закона термодинамики может быть применена только для описания равновесных (обратимых) термодинамических процессов. Эта запись связывает между собой бесконечно малое изменение внутренней энергии термодинамической системы –  $u$ ,

происходящее в ходе процесса, и соответствующие ему бесконечно малые значения теплоты и работы. С точки зрения математики, это дифференциальное уравнение, связывающее между собой дифференциалы изменяющихся в ходе процесса функций  $u$ ,  $q$  и  $l$  –  $du$ ,  $dq$  и  $dl$ :

$$du = dq - dl. \quad (4.3)$$

Если термодинамическая система (рабочее тело, например, некоторый объем газа или газовой смеси) имеет массу  $M$  (кг), то для такой системы первый закон термодинамики записывается в виде:

$$\Delta U = Q - L, \text{ Дж.} \quad (4.4)$$

где  $\Delta U = M \cdot \Delta u$ ;  $Q = M \cdot q$ ;  $L = M \cdot l$ .

Удельная работа  $l$ , изменение внутренней энергии  $\Delta u$  и теплота  $q$  для некоторого процесса  $1 - 2$  могут быть рассчитаны следующим образом.

Удельную работу  $l$  можно вычислить, если для рассматриваемого процесса известна зависимость  $p(v)$  – функция изменения давления рабочего тела от его удельного объема, т.к. из законов механики можно получить соотношение  $dl = p(v)dv$ , Дж/кг или Дж/моль:

$$l = \int_1^2 dl = \int_{v_1}^{v_2} p(v)dv, \quad (4.5)$$

Здесь и ниже индексами  $1$ ,  $2$  обозначаются точки начала и конца термодинамического процесса.

Экспериментально установлено, что внутренняя энергия идеального газа однозначно определяется его температурой и не зависит от его удельного объема, из чего может быть выведено следующее соотношение, Дж/кг или Дж/моль:

$$u_2 - u_1 = \Delta u = \int_1^2 du = \int_{t_1}^{t_2} c_v(t)dt = c_{vm}(t_2 - t_1), \quad (4.6)$$

где  $c_v(t)$  и  $c_{vm}$  – истинная и средняя удельная теплоемкости при постоянном объеме, Дж/(кг·К),  $t_1$  и  $t_2$  – начальная и конечная температура газа, °С.

По определению теплоемкости (см. формулу (3.1)), удельная теплота может быть выражена через изменение температуры газа, Дж/кг или Дж/моль:

$$q = \int_1^2 dq = \int_{t_1}^{t_2} c(t)dt = c_m(t_2 - t_1), \quad (4.7)$$

где  $c(t)$  и  $c_m$  – истинная и средняя удельная теплоемкости газа, имеющие в разных процессах разные значения (например,  $c_p$  и  $c_v$ ), Дж/(кг·К).

Для удобства теплотехнических расчетов в термодинамике вводится функция состояния – *энтальпия*. По определению удельная энтальпия  $h$  равна сумме, Дж/кг:

$$h = u + p \cdot v, \quad (4.8)$$

где  $u$ ,  $p$ ,  $v$  – удельная внутренняя энергия (Дж/кг), давление (Па) и удельный объем (м³/кг) термодинамической системы соответственно.

В термодинамике из соображений удобства расчетов обычно принимается, что значение энтальпии любого вещества равно нулю при нормальных условиях



( $t_n = 0^\circ\text{C}$ ,  $p_n = 760$  мм рт. ст. = 0,101 МПа). То есть точка, соответствующая нормальным условиям, принимается за начало отсчета энтальпии.

Если в качестве независимых параметров выбрать давление  $p$  и температуру  $t$ , то можно получить для обратимых процессов другой вид аналитического выражения первого закона термодинамики:

$$\delta q = du + pdv = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp.$$

Так как  $d(pv) = pdv + vdp$ . Отсюда

$$\delta q = dh - vdp. \quad (4.9)$$

Из первого закона термодинамики можно вывести, что в процессе с постоянным давлением удельная теплота  $q_p$ , подведенная к системе, равна разности между ее удельными энтальпиями в конечном  $h_2$  и начальном  $h_1$  состояниях:

$$q_p = h_2 - h_1. \quad (4.10)$$

Соотношение (4.10) для равновесных процессов по законам математики может быть преобразовано к дифференциальному виду:

$$dq_p = dh. \quad (4.11)$$

Учитывая, что по определению теплоемкости  $dq_p = c_p(t)dt$ , вместо (4.11) можно записать:

$$dh = c_p(t)dt. \quad (4.12)$$

После интегрирования (4.12) для определения изменения удельной энтальпии  $\Delta h$  в процессе 1 – 2 получается формула:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 dh = \int_{t_1}^{t_2} c_p(t)dt = c_{pm}(t_2 - t_1) \quad (4.13)$$

где  $c_p(t)$  и  $c_{pm}$  – истинная и средняя удельная теплоемкости при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

Из формулы (4.13) и того, что сказано выше о точке нулевого отсчета энтальпии, следует: значение энтальпии при температуре  $t$ , °С, может быть рассчитано по формуле:

$$h(t) = \int_0^t c_p(t)dt = c_{pm}\Big|_0^t \cdot t, \quad (4.14)$$

где  $h(t)$  – значение удельной энтальпии вещества при температуре  $t$ , Дж/кг;  $c_{pm}\Big|_0^t$  – средняя удельная теплоемкость вещества в диапазоне температур от 0 до  $t$ , Дж/(кг·К).

## Задачи к разделу 4

4.1. Газу сообщается 400 кДж теплоты, при этом газ сжимается. Работа изменения объема составляет 300 кДж.

**Определить** изменение внутренней энергии газа.

### **Решение**

В соответствии с правилом знаков в термодинамике принято считать  $Q > 0$ , если к газу подводится теплота, и  $L < 0$ , если над газом совершается работа (газ сжимается).

Таким образом, по условию задачи  $Q = 400$  кДж и  $L = -300$  кДж. Следовательно, в соответствии с первым законом термодинамики получаем величину изменения внутренней энергии газа:

$$U_2 - U_1 = Q - L = 400 - (-300) = 700 \text{ кДж.}$$

**Ответ:**  $\Delta U = 700$  кДж

4.2. В котельной электрической станции за 20 ч работы сожжены 62 т каменного угля, имеющего теплоту сгорания 28900 кДж/кг.

**Определить** среднюю мощность станции, если в электрическую энергию превращено 18 % теплоты, полученной при сгорании угля.

### **Решение**

Количество теплоты, превращенной в электрическую энергию за 20 ч работы:

$$Q = 62 \cdot 1000 \cdot 28900 \cdot 0,18 = 322,5 \cdot 10^6 \text{ кДж.}$$

Эквивалентная ему электрическая энергия или работа:

$$L = \frac{322,5 \cdot 10^6}{3600} = 89\,590 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Следовательно, средняя электрическая мощность станции:

$$N = \frac{89590}{20} = 4479 \text{ кВт} = 4,5 \text{ МВт.}$$

**Ответ:**  $N = 4,5$  МВт.

4.3. К газу, заключенному в цилиндре с подвижным поршнем, подводится 100 кДж теплоты. Величина произведенной работы при этом составляет 115 кДж.

**Определить** изменение внутренней энергии газа, если масса газа равна 0,8 кг.

**Ответ:**  $\Delta U = -18,2$  кДж.

4.4. **Найти** часовой расход топлива, который необходим для работы паровой турбины мощностью 25 МВт, если теплота сгорания топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 33,85 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$  и известно, что на превращение тепловой энергии в механическую используется только 35 % теплоты сожженного топлива.

**Ответ:**  $B = 7,59$  т/ч.

4.5. В котельной электростанции за 10 ч работы сожжено 100 т каменного угля с теплотой сгорания  $Q_H^p = 29\,300$  кДж/кг.

**Найти** количество выработанной электроэнергии и среднюю мощность станции, если КПД процесса преобразования тепловой энергии в электрическую составляет 20 %.

**Ответ:**  $L = 162\,780$  кВт · ч;  $N_{ср} = 16\,278$  кВт.

4.6. В сосуд, содержащий 5 л воды при температуре 20 °С, помещен электронагреватель мощностью 800 Вт.

**Определить**, сколько времени потребуется, чтобы вода нагрелась до температуры кипения 100 °С. Потерями теплоты сосуда в окружающую среду пренебречь.

**Ответ:**  $\tau = 30$  мин.

4.7. Мощность турбогенератора 200 МВт, а его КПД составляет 99 %. Охлаждение генератора производится водородом с теплоемкостью  $c_p = 14,3$  кДж/(кг · К). Считая, что вся теплота потерь отводится водородом, изобарно нагреваемым при прохождении через генератор на 30 °С, **определить** его секундный массовый расход.

**Ответ:**  $G = 4,7$  кг/с.

4.8. На сжатие 1 кг газа затрачено 500 кДж работы, при этом внутренняя энергия газа увеличивается на 350 кДж.

**Определить**, подводится или отводится теплота к газу и ее количество.

**Ответ:**  $Q = -150$  кДж .

4.9. Мощность турбогенератора 200 МВт, а его КПД составляет 99 %. Охлаждение генератора производится водородом с теплоемкостью  $c_p = 14,3$  кДж/(кг · К). Считая, что вся теплота потерь отводится водородом, изобарно нагреваемым при прохождении через генератор на 30 °С, **определить** его секундный массовый расход.

**Ответ:**  $G = 4,7$  кг/с .

4.10. Какое минимальное количество охлаждающей воды при  $p = \text{const}$  следует подавать на колодки тормоза, если мощность двигателя 55 кВт, а 20 % теплоты трения рассеивается в окружающей среде. Температура охлаждающей воды 10 °С, а предельно допустимая температура воды на выходе 80 °С, теплоемкость воды  $c_p = 4,187$  кДж/(кг · °С) принять постоянной.

**Ответ:**  $G = 0,15$  кг/с .

4.11. Мощность турбогенератора 12 000 кВт, КПД генератора 0,97. Какое количество воздуха нужно пропустить через генератор для его охлаждения, если конечная температура воздуха не должна превышать 55 °С. Температура в

машинном отделении равна  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; среднюю теплоемкость воздуха  $c_{pm} = 1,0\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

**Ответ:**  $G_v = 10,3\text{ кг/с}$ .

4.12. Какое минимальное количество охлаждающей воды при  $p = \text{const}$  следует подавать на колодки тормоза, если мощность двигателя  $55\text{ кВт}$ , а  $20\%$  теплоты трения рассеивается в окружающей среде. Температура охлаждающей воды  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а предельно допустимая температура воды на выходе  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ , теплоемкость воды  $c_p = 4,187\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$  принять постоянной.

**Ответ:**  $G = 0,15\text{ кг/с}$ .

4.13. Свинцовый шар падает с высоты  $h = 100\text{ м}$  на твердую поверхность. В результате падения кинетическая энергия шара полностью превращается в теплоту. Одна треть образовавшейся теплоты передается окружающей среде, а две трети расходуются на нагревание шара. Теплоемкость свинца  $c = 0,126\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

**Определить** повышение температуры шара.

**Ответ:**  $\Delta t = 5,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

## 5. Основные термодинамические процессы идеальных газов

Первый закон термодинамики устанавливает взаимосвязь между количеством теплоты, изменением внутренней энергии и внешней работой газа, причем количество теплоты, подводимое к телу или отводимое от него, зависит от характера процесса.

К основным процессам, имеющим большое значение, как для теоретических исследований, так и для практических работ в технике, относятся: *изохорный*, протекающий при постоянном объеме (рис. 5.1); *изобарный*, протекающий при постоянном давлении (рис. 5.2); *изотермический*, протекающий при постоянной температуре (рис. 5.3); *адиабатный*, протекающий при отсутствии теплообмена с внешней средой (рис. 5.4) [1].

Кроме того, существует группа процессов, являющихся при определенных условиях обобщающими для основных процессов. Эти процессы называются *политропными* и характеризуются постоянством теплоемкости в процессе (рис. 5.5 и 5.6).

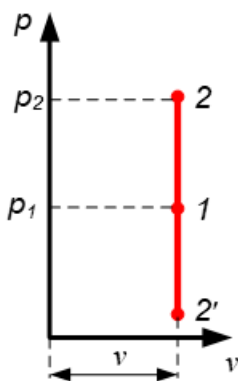


Рисунок 5.1 – Изохорный процесс

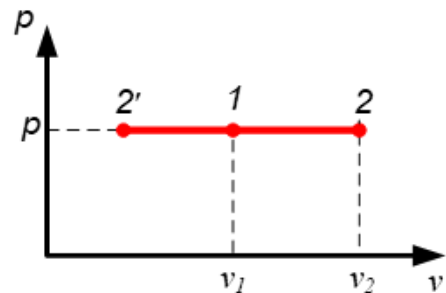


Рисунок 5.2 – Изобарный процесс

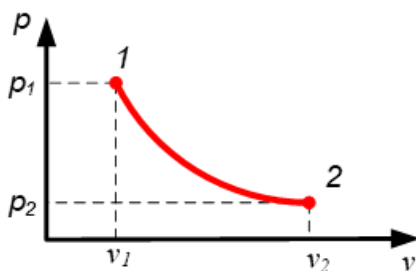


Рисунок 5.3 – Изотермический процесс

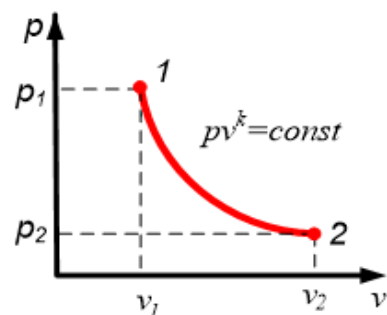


Рисунок 5.4 – Адиабатный процесс

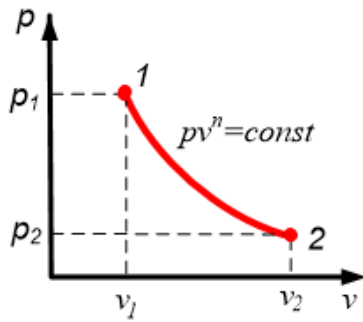


Рисунок 5.5 – Уравнение политропного процесса

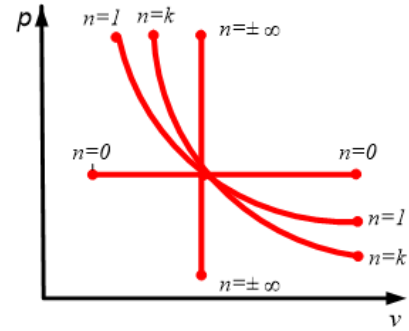


Рисунок 5.6 – Политропный процесс при  $-\infty \leq n \leq +\infty$

Для всех процессов устанавливается общий метод исследований, который заключается в следующем:

- 1) выводится уравнение кривой процесса на  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$  диаграммах;
- 2) устанавливается зависимость между основными параметрами рабочего тела в начале и конце процесса;
- 3) определяется изменение удельной внутренней энергии по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_v dt = \bar{c}_v \big|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_v \big|_0^{t_1} t_1 \quad (5.1)$$

или при постоянной теплоемкости:

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1); \quad (5.2)$$

- 4) вычисляется работа изменения объема газа по основной формуле:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} f(v) dv, \quad (5.3)$$

- 5) определяется удельное количество теплоты, участвующее в процессе, по формуле:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = \bar{c}_x \big|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_x \big|_0^{t_1} t_1; \quad (5.4)$$

- 6) определяется изменение удельной энтальпии в процессе по формуле, справедливой для всех процессов идеального газа:

$$h_2 - h_1 = \bar{c}_p \big|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_p \big|_0^{t_1} t_1 \quad (5.5)$$

или для постоянной теплоемкости:

$$h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1); \quad (5.6)$$

- 7) определяется изменение удельной энтропии идеального газа по формулам:

$$\begin{aligned} S_2 - S_1 &= c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}, \\ S_2 - S_1 &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}, \end{aligned} \quad (5.7)$$

Рассматриваемые процессы считаются обратимыми.

Основные формулы и уравнения всех перечисленных выше процессов представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Формулы для расчета термодинамических процессов

Процесс и уравнение процесса	Соотношение между параметрами	Работа, Дж/кг; Дж/моль	Изменение внутренней энергии, Дж/кг; Дж/моль	Теплота, Дж/кг; Дж/моль	Изменение энтропии, Дж/(кг·К); Дж/(моль·К)
1.Изохорный $v = const$	$p_1/p_2 = T_1/T_2$	$l = 0$	$du_v = c_v dt$ $\Delta u == c_v(T_2 - T_1)$	$q_{v,1-2} = c_v(T_2 - T_1)$	$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
2.Изобарный $p = const$	$v_1/v_2 = T_1/T_2 =$ $= \rho_2/\rho_1$	$l = p(v_2 - v_1)$ $l = R(T_2 - T_1)$	$\Delta u == c_v(T_2 - T_1)$	$q_{p,1-2} = c_p(T_2 - T_1)$	$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$
3.Изотермический $T = const$ $pv = const$	$p_1 v_1 = p_2 v_2$ и $p_1/p_2 = v_2/v_1$	$l = p_1 v_1 \ln \left( \frac{v_2}{v_1} \right) = q$ $l = RT \ln \left( \frac{p_1}{p_2} \right)$	$\Delta u = 0$	$q = l$	$\Delta s = R \ln \frac{p_1}{p_2}$ $\Delta s = R \ln \frac{v_2}{v_1}$ $\Delta s = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$
4. Адиабатный $pv^k = const$ где $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты	$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^k$ и $v_1/v_2 = (p_1/p_2)^{1/k};$ $T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{k-1} =$ $= (p_1/p_2)^{(k-1)/k}$	$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$  $l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2)$ $l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ $= \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$\Delta u == c_v(T_2 - T_1)$	$q = 0$	$\Delta s = 0$
5. Политропный $pv^n = const$ где $n =$ $(c_n - c_p)/(c_n - c_v)$	$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^n$ $v_1/v_2 = (p_1/p_2)^{1/n};$ $T_1/T_2 = (v_2/v_1)^{n-1} =$ $= (p_1/p_2)^{(n-1)/n}$	$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2)$	$\Delta u == c_v(T_2 - T_1)$	$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$	$\Delta s = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}$

## Задачи к разделу 5

5.1. Воздух в количестве  $6 \text{ м}^3$  при давлении  $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$  и температуре  $t_1 = 25^\circ\text{С}$  нагревается при постоянном давлении до  $t_2 = 130^\circ\text{С}$ .

**Определить** количество подведенной к воздуху теплоты, считая  $c = \text{const}$ .

### Решение

Для данного случая формула примет вид:

$$Q_p = M_{\text{ср}} (t_2 - t_1) = V_{\text{нср}} (t_2 - t_1).$$

Массу газа найдем из уравнения:

$$M = \frac{p_1 V_1}{R \cdot T} = \frac{0,3 \cdot 10^4 \cdot 6}{287 \cdot 298} = 21 \text{ кг},$$

а объем газа при нормальных условиях – из уравнения:

$$V_{\text{н}} = \frac{p_1 V_1 T_{\text{н}}}{p_{\text{н}} T_1} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 273}{0,1013 \cdot 10^6 \cdot 298} = 16,3 \text{ м}^3.$$

На основании формул имеем:

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu} = \frac{29,31}{28,96} = 1,012 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$c_p' = \frac{\mu c_p}{22,4} = \frac{29,31}{22,4} = 1,308 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$$

Следовательно

$$Q_p = M_{\text{ср}} (t_2 - t_1) = 21 \cdot 1,012 \cdot 105 = 2231 \text{ кДж},$$

или

$$Q_p = V_{\text{нср}} (t_2 - t_1) = 16,3 \cdot 1,308 \cdot 105 = 2239 \text{ кДж}.$$

**Ответ:**  $Q_p = 2231 \text{ кДж}$ ;  $Q_p = 2239 \text{ кДж}$ .

5.2. В закрытом сосуде объемом  $V = 300 \text{ л}$  находится воздух при давлении  $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$  и температуре  $t_1 = 20^\circ\text{С}$ . Какое количество теплоты необходимо подвести для того, чтобы температура воздуха поднялась до  $t_2 = 120^\circ\text{С}$ ? Задачу решить, принимая теплоемкость воздуха постоянной, а также учитывая зависимость теплоемкости от температуры.

**Определить** относительную ошибку, получаемую в первом случае.

### Решение

Пользуясь уравнением состояния, определяем массу воздуха, находящегося в сосуде:

$$M = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,3}{287 \cdot 293} = 1,07 \text{ кг}.$$

Для двухатомных газов, считая теплоемкость величиной постоянной, имеем



$$\mu c_v = 20,93 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}},$$

следовательно, теплоемкость воздуха

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20,93}{28,96} = 0,7226 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Количество подведенной теплоты

$$Q = M c_v (t_2 - t_1) = 1,07 \cdot 0,7227 \cdot 100 = 77,3 \text{ кДж}.$$

Теплоемкость воздуха с учетом ее зависимости от температуры определяем по таблице 5.2. Пользуясь интерполяцией, находим

$$c_v = 0,7209 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Таблица 5.2 – Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном объеме от 0°C до t°C, кДж/(кг·К)

t, °C	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Воздух
0	0,6548	0,7423	0,7437	0,6259	1,3980	0,7164
100	0,6632	0,7427	0,7448	0,6770	1,4114	0,7193
200	0,6753	0,7465	0,7494	0,7214	1,4323	0,7243
300	0,6900	0,7519	0,7570	0,7593	1,4574	0,7319
400	0,7051	0,7599	0,7666	0,7938	1,4863	0,7415
500	0,7193	0,7691	0,7775	0,8240	1,5160	0,7519
600	0,7327	0,7792	0,7892	0,8508	1,5474	0,7624
700	0,7448	0,7900	0,8009	0,8646	1,5805	0,7733

Следовательно, относительная ошибка:

$$\frac{0,7227 - 0,7209}{0,7209} \cdot 100 = 0,25 \, \%.$$

Незначительная величина ошибки объясняется малым интервалом температур. При большой разности температур относительная ошибка может достигнуть весьма большой величины.

**Ответ:** относительная ошибка 0,25 %.

5.3. Кг азота ( $\mu = 28 \text{ кг}/\text{кмоль}$ ) с начальными параметрами  $p_0 = 10 \text{ бар}$  и  $t_0 = 300^\circ\text{C}$  расширяется. При этом объём газа увеличивается в 5 раз. Процессы расширения газа:

- а) изобарный;
- б) изотермический;
- в) адиабатный.

**Определить** количество теплоты, работу изменения объёма, изменение внутренней энергии и изменение энтропии.

**Ответ:** а)  $q = 2383 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\lambda = 681 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\Delta u = 1702 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\Delta s = 1,67 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

б)  $q = \lambda = 274 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\Delta u = 0$ ;  $\Delta s = 0,48 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

в)  $q = 0$ ;  $\lambda = -\Delta u = 201,5 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;  $\Delta s = 0,3$ .

5.4. Воздух расширяется по политропе с показателем  $n = 1,2$  от  $p_1 = 6$  бар и  $t_1 = 320^\circ\text{C}$  до  $p_2 = 1$  бар.

**Определить** параметры начальной и конечной точек процесса, затрату теплоты, работу изменения объема на 1 кг воздуха и изобразить процесс в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах.

**Ответ:**  $v_1 = 0,284 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_2 = 1,26 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $T_2 = 439 \text{ K}$ ;  
 $q_{1-2} = 110,6 \text{ кДж/кг}$ ;  $l_{1-2} = 220 \text{ кДж/кг}$ .

5.5. Газовая смесь имеет состав по массе:  $H_2 = 10 \%$ ,  $CO_2 = 10 \%$ ,  $CH_4 = 30 \%$ ,  $N_2 = 50 \%$ . Начальные параметры смеси  $p_1 = 2$  бар,  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ .

**Определить** конечную температуру и работу сжатия, если смесь сжимается адиабатно до давления  $p_2 = 10$  бар. Изобразить процесс в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах.

**Ответ:**  $t_2 = 195^\circ\text{C}$ ;  $l = -325 \text{ кДж/кг}$ .

5.6. Воздух массой 1,5 кг сжимается политропно от  $p_1 = 0,09$  МПа и  $t_1 = 18^\circ\text{C}$  до  $p_2 = 1$  МПа. Температура при этом повышается до  $t_2 = 125^\circ\text{C}$ .

**Определить** показатель политропы, конечный объем, затраченную работу и количество отведенной теплоты. Изобразить процесс в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах.

**Ответ:**  $n = 1,149$ ;  $V_2 = 0,171 \text{ м}^3$ ;  $L = -309,2 \text{ кДж}$ ;  $Q = -195,4 \text{ кДж}$ .

5.7. В закрытом сосуде заключен газ при разряжении  $p_1 = 6667$  Па и температуре  $t_1 = 70^\circ\text{C}$ . Показание барометра – 101325 Па.

До какой температуры нужно охладить газ, чтобы разрежение стало  $p_2 = 13332$  Па?

**Ответ:**  $t_2 = 45,8^\circ\text{C}$

5.8. До какой температуры  $t_2$  нужно нагреть газ при  $v = \text{const}$ , если начальное давление газа  $p_1 = 0,2$  МПа и температура  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , а конечное давление  $p_2 = 0,5$  МПа?

**Ответ:**  $t_2 = -40,4^\circ\text{C}$ .

5.9. 2 м<sup>3</sup> воздуха с начальной температурой  $t_1 = 15^\circ\text{C}$  расширяются при постоянном давлении до 3 м<sup>3</sup> вследствие сообщения газу 837 кДж теплоты.

**Определить** конечную температуру, давление газа в процессе и работу расширения.

**Ответ:**  $t_2 = 159^\circ\text{C}$ ;  $p = 0,24$  МПа;  $L = 239 \text{ кДж}$ .

5.10. Воздух в количестве 0,5 кг при  $p_1 = 0,5$  МПа и  $t_1 = 30^\circ\text{C}$  расширяется изотермически до пятикратного объема.

**Определить** работу, совершаемую газом, конечное давление и количество теплоты, сообщаемой газу.

**Ответ:**  $p_2 = 0,1$  МПа;  $L = Q = 70 \text{ кДж}$ .

## 6. Второй закон термодинамики

Второй закон термодинамики, как и первый, установлен экспериментально и состоит из двух самостоятельных положений.

Первое положение называется *принципом существования энтропии* (от греч. *entropia* – поворот, превращение).

Второе положение называется *принципом возрастания энтропии*. Собственно этот второй принцип и является вторым законом термодинамики [1].

Первый принцип *существования энтропии* формулируется следующим образом.

Каждая термодинамическая система характеризуется физической величиной *энтропией*  $S$ , Дж/К, значение которой зависит только от значения параметров состояния системы (например, давления и температуры). То есть энтропия – это функция состояния термодинамической системы, т. е. непрерывная функция двух аргументов. При этом изменения энтропии системы в равновесных процессах происходят только в результате подвода или отвода теплоты (энергии в форме теплоты). При подводе или отводе энергии в форме работы в равновесных процессах энтропия системы изменяться не будет.

Аналитически *принцип существования энтропии* для равновесных процессов записывается в дифференциальном виде следующим образом:

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad (6.1)$$

где  $s$  – удельная энтропия системы, Дж/(кг·К);  $ds$  – бесконечно малые изменения удельной энтропии (дифференциал энтропии) в результате подвода к системе (или отвода от нее) бесконечно малого количества удельной теплоты  $dq$  – (дифференциал теплоты), Дж/(кг·К);  $T$  – температура системы в данный момент времени, К.

Для конкретных равновесных процессов (например, при постоянном давлении или постоянном удельном объеме) изменение энтропии рассчитывается с помощью формул, которые выводятся из базового соотношения (6.1), (см. табл. 5.1) и формулы (6.10) – (6.25).

Принцип *возрастания энтропии* относится только к неравновесным процессам. Он может быть сформулирован следующим образом: изменение удельной энтропии термодинамической системы в неравновесном процессе  $\Delta S_n$  всегда больше изменения энтропии в аналогичном равновесном процессе  $\Delta S_p$ :

$$\Delta S_n > \Delta S_p. \quad (6.2)$$

Это означает, в частности, следующее. Если в некотором равновесном процессе термодинамическая система благодаря подводу теплоты в количестве  $q$  переходит из начального состояния 1 в конечное состояние 2, и ее удельная энтропия при этом меняется от  $s_1$  до  $s_2$ , то это изменение, в соответствии с (6.1), будет определяться соотношением:

$$\Delta S_p = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (6.3)$$

где  $\Delta s_p$  – изменение удельной энтропии в результате равновесного процесса  $1-2$ , Дж/(кг·К).

Переход термодинамической системы из того же начального состояния  $1$  при той же подведенной теплоте в неравновесном процессе произойдет до другого конечного состояния  $2'$ . Тогда, согласно принципу возрастания энтропии (6.2), будет справедливо неравенство:

$$\Delta s_H = s_{2'} - s_1 > s_2 - s_1, \quad (6.4)$$

или, с учётом (6.3):

$$\Delta s_H > \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (6.5)$$

где  $\Delta s_H$  – изменение удельной энтропии в результате неравновесного процесса  $1-2'$ , Дж/(кг·К);  $s_{2'}$  – значение удельной энтропии системы в конце неравновесного процесса  $1-2'$  подвода теплоты  $q$  (оно определяется после того, как система пришла в новое равновесное состояние  $2'$  через какое-то время после окончания неравновесного процесса), Дж/(кг·К).

Из принципа возрастания энтропии также вытекает следующее. Если в некотором равновесном процессе  $1-2$  к системе из окружающей среды подводится удельная работа в количестве  $l$ , Дж/кг, (энергия в форме работы), то, как было отмечено выше, ее энтропия не изменяется, т.е.:

$$\Delta s_p = s_2 - s_1 = 0. \quad (6.6)$$

Если такое же количество энергии в виде работы подводится из окружающей среды к системе в некотором неравновесном процессе  $1-2'$ , который начинается из того же начального состояния системы  $1$ , то ее энтропия, в соответствии с (6.2), обязательно возрастёт, т. е. будет справедливо неравенство:  $s_{2'} - s_1 = \Delta s_H > \Delta s_p$ , или, с учетом (6.6):

$$\Delta s_H > 0, \quad (6.7)$$

где  $s_{2'}$  – значение удельной энтропии в конце неравновесного процесса  $1-2'$  подведения того же количества удельной работы  $l$ , Дж/кг, (оно определяется после того, как система пришла в новое состояние равновесия  $2'$  через какое-то время после завершения неравновесного процесса), Дж/(кг·К).

Данное возрастание энтропии объясняется тем, что в неравновесном процессе часть переданной из внешней среды работы обязательно самопроизвольно превращается в теплоту (например, благодаря наличию сил трения в реальных системах). То есть, в результате такого неравновесного процесса часть энергии, поступившей к системе из внешней среды, обязательно поступит к ней в форме теплоты, что обязательно приведет к росту ее энтропии (последнее следует из самого определения энтропии).

Очевидно, что для принципа возрастания энтропии варианты, когда теплота и работа отводятся от термодинамической системы в некоторых неравновесных процессах, могут быть рассмотрены аналогичным образом.

Если аналитически обобщить оба принципа существования (6.1) и возрастания (6.2) энтропии в форме одного соотношения, то можно записать:

$$\Delta s \geq \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (6.8)$$

где  $\Delta s$  – конечное изменение удельной энтропии системы в любом (равновесном или неравновесном) процессе в результате подвода или отвода удельных теплоты  $q$  и работы  $l$ , Дж/(кг·К);  $dq$  – бесконечно малое количество удельной теплоты, подводимой к термодинамической системе или отводимой от неё в случае, когда вся эта теплота  $q$  подводится к рассматриваемой системе (или отводится от неё) в условиях равновесного процесса, Дж/кг;  $T$  – текущая температура системы в условиях реализации равновесного процесса подвода теплоты  $q$ , К.

В соотношении (6.8) знак равенства относится к равновесным процессам, а знак неравенства – к неравновесным.

Например, для процессов, когда из внешней среды теплота к системе не подводится и от неё не отводится, из (6.8) следует:

$$\Delta s \geq 0. \quad (6.9)$$

О таких процессах говорят, что они протекают в адиабатных условиях.

Из (6.9) следует, что если внутри термодинамической системы осуществляется какой-то неравновесный процесс, а сама система находится в адиабатных условиях, то ее энтропия возрастает, так как в этом случае  $\Delta s > 0$ .

Изолированная термодинамическая система по определению не обменивается с окружающей средой никакой энергией, в том числе и энергией в форме теплоты. Таким образом, все процессы, происходящие в ней, протекают в адиабатных условиях.

Из сказанного выше вытекает важное следствие:

*Энтропия изолированной системы при наличии в ней неравновесных процессов всегда возрастает.*

Этот рост энтропии продолжается до тех пор, пока в системе не установится равновесие, то есть не прекратятся все неравновесные процессы. В состоянии равновесия энтропия изолированной системы имеет максимальное значение.

*Формулировки второго закона термодинамики.*

1) Теплота самопроизвольно передается только в одном направлении: от тела с более высокой температурой (теплоотдатчика) к телу с более низкой температурой (теплоприемнику). Чтобы передать теплоту от холодного тела к горячему, необходимо затратить работу извне.

*Тепловой машиной* называется система, осуществляющая круговой процесс, обеспечивающий превращение теплоты в работу. Тепловая машина состоит из теплоотдатчика, теплоприемника и рабочего тела, помещенного между ними для совершения работы.

2) Невозможно в тепловом двигателе превратить всю теплоту в работу, так как часть ее должна быть отдана теплоприемнику. Таким образом, термический КПД любого цикла не может быть равен единице.

### Расчетные формулы

Поскольку в технической термодинамике приходится иметь дело не с абсолютным значением энтропии, а с ее изменением, отсчет значений энтропии можно вести от любого состояния. Для газов принято считать значение энтропии равным нулю при нормальных условиях, т. е. при  $p = 101325$  Па (760 мм рт. ст) и  $T = 273,15$  К ( $0^\circ\text{C}$ ) принимают  $s_0 = 0$ .

Определение энтропии для любого состояния газа, отсчитанной от нормального состояния, производят по следующим формулам.

При *переменной теплоемкости*, исходя из линейной зависимости ее от температуры:

$$s = a_0 \ln \frac{T}{273} + R \ln \frac{v}{v_H} + b(T - 273); \quad (6.10)$$

$$s = a_p \ln \frac{T}{273} - R \ln \frac{p}{p_H} + b(T - 273); \quad (6.11)$$

$$s = a_v \ln \frac{p}{p_H} + a_p \ln \frac{v}{v_H} + b(T - 273). \quad (6.12)$$

При *постоянной теплоемкости*:

$$s = c_v \ln \frac{T}{273} + R \ln \frac{v}{v_H}; \quad (6.13)$$

$$s = c_p \ln \frac{T}{273} - R \ln \frac{p}{p_H}; \quad (6.14)$$

$$s = c_v \ln \frac{p}{p_H} + c_p \ln \frac{v}{v_H}. \quad (6.15)$$

Изменение энтропии между двумя произвольными состояниями газа 1 и 2 определяются по следующим формулам.

При *переменной теплоемкости*, считая зависимость ее от температуры линейной:

$$s_2 - s_1 = a_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} + b(T_2 - T_1); \quad (6.16)$$

$$s_2 - s_1 = a_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} + b(T_2 - T_1); \quad (6.17)$$

$$s_2 - s_1 = a_v \ln \frac{p_2}{p_1} + a_p \ln \frac{v_2}{v_1} + b(T_2 - T_1). \quad (6.18)$$

При *постоянной теплоемкости*:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (6.19)$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}; \quad (6.20)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (6.21)$$

Изменение энтропии для основных термодинамических процессов можно определить, пользуясь выражениями, приведенными в таблице 5.1.

Общие формулы для вычисления изменения энтропии при протекании политропного процесса имеют вид:

$$s_2 - s_1 = c_v(k - n) \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (6.22)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \frac{k-n}{n} \ln \frac{p_1}{p_2}; \quad (6.23)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \frac{k-n}{n-1} \ln \frac{T_1}{T_2}; \quad (6.24)$$

$$s_2 - s_1 = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}; \quad (6.25)$$

В технической термодинамике наибольший интерес представляет возможность получения полезной работы в системе, состоящей из тел и внешней среды, находящихся в неравновесном состоянии. Окружающая среда в большинстве энергетических установок выступает в качестве холодного источника теплоты.

Для оценки максимально возможного количества полезной работы, которое может быть получено в таких системах, в 1955 г. югославским ученым З. Рантом было введено понятие эксергии.

Понятие эксергии относится к закрытым и открытым системам, а также к источникам теплоты.

*Эксергией в объеме называется максимально возможная полезная работа постоянной массы вещества в закрытой системе, которая может быть получена при переходе данного вещества (тела) из неравновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой только по обратимым процессам.*

Расчетное выражение удельной эксергии тела, находящегося в закрытой системе, соответствует уравнению:

$$e = (u_1 - u_{oc}) - T_{oc}(s_1 - s_{oc}) + p_{oc}(v_1 - v_{oc}), \quad (6.26)$$

где  $u_1$ ,  $s_1$ ,  $v_1$  – параметры тела, находящегося в неравновесном состоянии с внешней средой;  $T_{oc}$ ,  $p_{oc}$ ,  $u_{oc}$ ,  $s_{oc}$ ,  $v_{oc}$  – параметры тела при давлении и температуре окружающей среды.

Расчетного выражения эксергии источника теплоты изолированной системы нет, но есть универсальная закономерность второго закона термодинамики, позволяющая рассчитать эту эксергию:

$$\Delta S_c = \Delta S_{ит} + \Delta S_{oc} = 0, \quad (6.27)$$

где  $\Delta S_c$ ,  $\Delta S_{ит}$ ,  $\Delta S_{oc}$  – изменение энтропии системы, источника теплоты и окружающей среды соответственно.

Например, эксергия источника теплоты  $Q$  с постоянной температурой  $T_1 = const$  (рис. 6.1) в соответствии с выражением (6.27) будет равна работе обратимого цикла Карно в интервале температур  $T_1$  и  $T_{oc}$ :

$$E = Q(1 - T_{oc}/T_1). \quad (6.28)$$

Потери потенциально возможной полезной работы (эксергии) при протекании необратимых процессов определяются по универсальному выражению, называемому теоремой Гюи–Стодолы:

$$\nabla E = -\Delta L_{МП} = T_{oc}\Delta S_c, \quad (6.29)$$

где  $-\Delta L_{МП} = \nabla E = E_1 - E_2$  – потери потенциально возможной работы (эксергии);  $T_{oc}$  – температура внешней среды;  $\Delta S_c$  – возрастание энтропии системы.

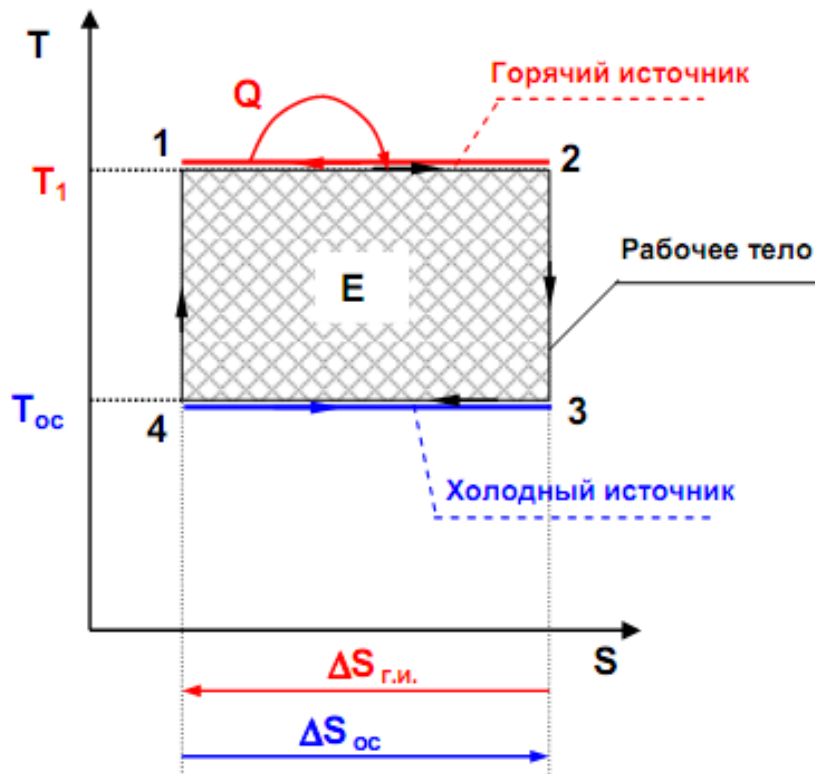


Рисунок 6.1 – К определению эксергии источника теплоты с постоянной температурой

Термодинамический анализ эффективности работы любой теплоэнергетической установки выполняется при совместном использовании первого и второго законов термодинамики.

### Задачи к разделу 6

6.1. Воздух массой 10 кг расширяется изотермически при  $t_1 = 400^\circ\text{C}$  от начального давления  $p_1 = 800$  кПа до конечного объема  $V_2 = 5$  м<sup>3</sup>.

**Определить** начальный объем, конечное давление, работу расширения, изменение энтропии, энтальпии и внутренней энергии.

#### Решение

Начальный объем определяем из уравнения состояния:

$$V_1 = mRT_1/p_1 = 10 \cdot 287 \cdot 400/800000 = 1,435 \text{ м}^3.$$

Конечное давление определяем по формуле:

$$p_2 = p_1 V_1/V_2 = 800000 \cdot 1,435/5 = 225 \text{ кПа}.$$

Работу расширения определяем по формуле:



$$L = p_1 V_1 \ln (V_2/V_1) = 800000 \cdot 1,435 \cdot 2,3 \cdot \lg(5/1,435) = 1433 \text{ кДж.}$$

Изменение энтропии находим по формуле:

$$S_2 - S_1 = R \ln (V_2/V_1) = 0,287 \cdot 2,3 \cdot \lg(5/1,435) = 0,359 \text{ кДж/К.}$$

Энтальпия и внутренняя энергия идеального газа в изотермическом процессе не изменяются, так как  $dh = 0$  и  $du = 0$ .

**Ответ:**  $V_1 = 1,435 \text{ м}^3$ ;  $p_2 = 225 \text{ кПа}$ ;  $L = 1433 \text{ кДж}$ ;

$$\Delta S = 0,359 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}; dh = 0; du = 0.$$

6.2. В компрессор газотурбинной установки входит 5 кг воздуха с начальными параметрами:  $p_1 = 100 \text{ кПа}$  и  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ . Воздух сжимается адиабатно до давления  $p_2 = 4000 \text{ кПа}$ .

**Определить** начальный и конечный объемы, конечную температуру, работу сжатия, изменение внутренней энергии и энтропии. Показатель адиабаты для идеального газа  $k = 1,4$ .

### **Решение**

Начальный объем находим из характеристического уравнения:

$$V_1 = mRT_1/p_1 = 5 \cdot 287 \cdot 300/100000 = 4,3 \text{ м}^3.$$

Конечный объем определяем из уравнения адиабаты:

$$V_2 = V_1(p_1/p_2)^{1/k} = 4,3(100/4000)^{1/1,4} = 0,262 \text{ м}^3.$$

Конечную температуру определяем или из уравнения адиабаты, или из уравнения состояния:

$$T_2 = p_2 V_2 / mR = 4000000 \cdot 0,262 / (5 \cdot 287) = 720 \text{ К.}$$

Работу сжатия определяем по формуле:

$$L = \left[ \frac{1}{(k-1)} \right] (p_1 V_1 - p_2 V_2) = 2,5(100000 \cdot 4,3 - 4000000 \cdot 0,262) = -1550 \text{ кДж.}$$

В адиабатном процессе сжатия внутренняя энергия рабочего тела возрастает и численно равна работе изменения объема

$$L = U_1 - U_2 = dU = -1550 \text{ кДж.}$$

Обратимый адиабатный процесс протекает при постоянной энтропии, т. е.

$$S_2 = S_1 = \text{const.}$$

Работу сжатия при переменной теплоемкости можно вычислить по формуле:

$$L = m(U_1 - U_2) = 5(20 - 332) = -1560 \text{ кДж.}$$

**Ответ:**  $V_1 = 4,3 \text{ м}^3$ ;  $V_2 = 0,262 \text{ м}^3$ ;  $T_2 = 720 \text{ К}$ ;  $dU = -1550 \text{ кДж}$ ;  $\Delta S = 0$

6.3. Сосуд вместимостью  $V_1 = 200 \text{ л}$  содержит кислород при абсолютном давлении  $p_1 = 1000 \text{ кПа}$  и температуре  $t_1 = 47^\circ\text{C}$ .

**Определить** массу воздуха, конечную температуру, изменение энтропии и количество теплоты, которое необходимо подвести, чтобы повысить давление в процессе при постоянном объеме до  $p_2 = 2000$  кПа. Удельная теплоемкость – величина переменная.

### Решение

Массу воздуха в сосуде определяем по уравнению Клапейрона:

$$m = p_1 V_1 / RT_1 = 1000000 \cdot 0,2 / (259,8 \cdot 320) = 2,4 \text{ кг.}$$

Конечную температуру определяем по формуле:

$$T_2 / T_1 = p_2 / p_1; T_2 = T_1 \cdot p_2 / p_1 = 2000000 \cdot 320 / 1000000 = 640 \text{ К.}$$

Количество теплоты, сообщенной на изменение внутренней энергии кислорода, находим по формуле:

$$Q_v = \Delta U = m(\bar{c}_v|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_v|_0^{t_1} t_1) = 2,4(0,7 \cdot 367 - 0,66 \cdot 47) = 543 \text{ кДж.}$$

Количество теплоты можно определить и по формуле:

$$Q_v = \Delta U = m(U_2 - U_1) = 2,4(257,12 - 31) = 543 \text{ кДж.}$$

Изменение энтропии определяем по уравнению:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = m c_v \ln T_2 / T_1 = 2,4 \cdot 0,707 \cdot 2,3 \cdot \lg 640 / 320 = 1,12 \text{ кДж/К.}$$

**Ответ:**  $m = 2,4$  кг;  $T_2 = 640$  К;  $Q_v = 543$  кДж;  $\Delta S = 1,12$  кДж/К.

6.4. С помощью электронагревателя 10 кг воздуха изобарно нагреваются от температуры внешней среды  $t_1 = t_{\text{oc}} = 20$  °С до  $t_2 = 700$  °С. Температура нагревателя  $t_{\text{нг}} = 1000$  °С остается постоянной.

**Определить** увеличение энтропии системы и потерю возможной работы – эксергии за счет необратимости этого процесса теплообмена. Считать систему замкнутой изолированной, а воздух – идеальным двухатомным газом с  $c_p = \text{const}$ .

**Ответ:**  $\Delta S_c = 6,69 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}$ ;  $\nabla E = 1960,2$  Дж.

6.5. **Определить** возрастание энтропии системы при диффузионном смешении азота ( $N_2$ ) и водорода ( $H_2$ ) (рис. 6.2).

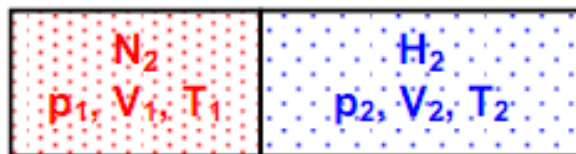


Рисунок 6.2 – К задаче 6.5

Задано:  $V_1 = 1 \text{ м}^3$ ;  $V_2 = 2 \text{ м}^3$ ;  $p_1 = p_2 = 1$  бар;  $t_1 = t_2 = t_{\text{oc}} = 30$  °С.

Газы считать идеальными.

**Ответ:**  $\Delta S_c = 0,63$  кДж/К.

6.6. **Определить** изменение энтропии данной системы, если температура в помещении за этот период не изменилась. Показать процессы передачи теплоты и увеличение энтропии системы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $\Delta S_c = 2,635$  кДж/К.

6.7. Воздух в противоточном теплообменнике нагревается от температуры  $t_1 = 40^\circ\text{C}$ , а газы охлаждаются от температуры  $t_3 = 450^\circ\text{C}$  до температуры  $t_4 = 200^\circ\text{C}$ . Тепловые потери теплообменника составляют 20 % от количества теплоты, отдаваемой газом.

**Определить** потерю работоспособности на 1 кг проходящего газа вследствие необратимого теплообмена. Газ и воздух считать идеальными газами, обладающими свойствами воздуха. Теплоемкость воздуха и газов считать величинами постоянными. Температура окружающей среды  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ .

### **Решение**

Определяем температуру  $t_2$ , до которой нагревается воздух, из уравнения теплового баланса:

$$0,8 \cdot c_p(t_3 - t_4) = c_p(t_2 - t_1),$$

откуда

$$t_2 = 0,8 \cdot (t_3 - t_4) + t_1 = 0,8(450 - 200) + 40 = 240^\circ\text{C}.$$

Тепловые потери на 1 кг проходящего газа

$$q = 0,2 \cdot c_p(t_3 - t_4) = 0,2 \cdot 1,0(450 - 200) = 50,0 \text{ кДж/кг},$$

где

$$c_p = [k/(k - 1)] \cdot R = 1,0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}.$$

Уменьшение работоспособности определяем из уравнения:

$$l_0 = T_0 \cdot \Delta s_{\text{сис}},$$

где  $T_0$  – температура окружающей среды, а  $\Delta s_{\text{сис}}$  складывается из изменений энтропии газа  $\Delta s_1$ , воздуха  $\Delta s_2$  и среды  $\Delta s_3$  за счет передачи теплоты окружающей среде (в виде потерь).

Изменение энтропии газа:

$$\Delta s_1 = c_p \ln T_4/T_3 = 1,0 \cdot 2,3 \cdot \lg 473/723 = -0,425 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}.$$

Изменение энтропии воздуха:

$$\Delta s_2 = c_p \ln T_2/T_1 = 1,0 \cdot 2,3 \cdot \lg 513/313 = +0,495 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}.$$

Изменение энтропии среды:

$$\Delta s_3 = q/T_0 = 50/298 = +0,168 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}.$$

Изменение энтропии системы:

$$\Delta s_{\text{сис}} = \Delta s_1 + \Delta s_2 + \Delta s_3 = -0,425 + 0,495 + 0,168 = 0,238 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}.$$

Потеря работоспособности установки на 1 кг проходящего газа составляет

$$l_0 = T_0 \Delta s_{\text{сис}} = 298 \cdot 0,238 = 71 \text{ кДж/кг.}$$

**Ответ:**  $l_0 = 71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

6.8. **Определить** максимальную полезную работу, которую может совершить 1 кг воздуха с начальными параметрами  $t_1 = 427^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 1000 \text{ кПа}$ , при расширении до состояния окружающей среды с параметрами  $t_0 = 27^\circ\text{C}$  и  $p_0 = 100 \text{ кПа}$ . В  $Ts$ -диаграмме эти процессы представляются на рисунке 6.3.

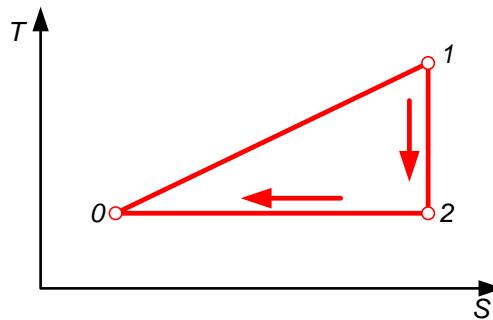


Рисунок 6.3 – К задаче 6.8

### Решение

Начальный удельный объем определяем из уравнения состояния:

$$v_1 = RT_1/p_1 = 287 \cdot 700/1000000 = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельный объем в точке 2 определим из уравнения адиабаты:

$$v_2 = \left[ \left( T_1/T_2^{1/(k-1)} \right) \right] \cdot v_1 = 2,33^{2,5} \cdot 0,2 = 1,66 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Давление в точке 2 определим из уравнения Клапейрона:

$$p_2 = RT_2/v_2 = 287 \cdot 300/1,66 = 51,9 \text{ кПа}.$$

Создаем изотермический процесс сжатия до давления окружающей среды и определяем конечный удельный объем воздуха:

$$v_0 = RT_2/p_0 = 287 \cdot 300/1000000 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Максимальную полезную работу можно определить по уравнению:

$$l'_{\text{макс}} = (u_1 - u_2) - T_0(s_1 - s_2) + p_0(v_1 - v_2),$$

где  $(u_1 - u_2)$  – полезная внешняя работа в обратимом адиабатном процессе расширения рабочего тела;  $T_0(s_1 - s_2)$  – полезная внешняя работа в обратимом изотермическом процессе сжатия рабочего тела. Поэтому

$$\begin{aligned} l'_{\text{макс}} &= l_{\text{ад}} - l_{\text{из}} + p_0(v_1 - v_2) \\ &= [1/(k-1)]RT_1(1 - T_2/T_1) - RT_2 \cdot 2,3 \lg p_0/p_2 + p_0(v_1 - v_2) = \\ &= 2,5 \cdot 287 \cdot 700 \cdot (1 - 0,428) - 287 \cdot 300 \cdot 2,3 \lg 100/51,9 \\ &\quad + 100000[0,2 - 0,86] = \end{aligned}$$

$$= 288300 - 56500 - 66000 = \frac{165800 \text{ Дж}}{\text{кг}} = 165,8 \text{ кДж/кг.}$$

**Ответ:**  $l'_{\text{макс}} = 165,8 \text{ кДж/кг.}$

6.9. **Определить** удельную эксергию в объеме идеального воздуха при  $t_1 = 400^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 10$  бар, если окружающая среда имеет параметры:  $t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{oc}} = 1$  бар. Воздух считать идеальным двухатомным газом с  $\mu = 28,96 \text{ кг/кмоль.}$

**Ответ:**  $e = 156,7 \text{ кДж/кг.}$

6.10. **Определить** удельную эксергию в объеме водяного пара при  $t_1 = 300^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 10$  бар, если окружающая среда имеет параметры:  $t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{oc}} = 1$  бар.

**Ответ:**  $e = 734 \text{ кДж/кг.}$

6.11. **Определить** эксергию источника теплоты с  $T = 500 \text{ K} = \text{const}$ , отдающего  $100 \text{ кДж}$  теплоты, если температура окружающей среды  $t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ . Показать эксергию в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $E = 41,4 \text{ кДж.}$

6.12. **Определить** эксергию источника теплоты в виде  $1 \text{ кг}$  изобарно охлаждающегося воздуха от  $t_1 = 500^\circ\text{C}$  до температуры окружающей среды  $t_2 = t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ . Воздух считать идеальным двухатомным газом с  $\mu = 28,96 \text{ кг/кмоль.}$  Показать эксергию в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $E = 196 \text{ кДж.}$

6.13. **Определить** эксергию источника теплоты в виде  $1 \text{ кг}$  водяного пара, изобарно охлаждающегося от  $p_1 = 10$  бар и  $t_1 = 500^\circ\text{C}$  до температуры окружающей среды  $t_2 = t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ . Показать эксергию в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $E = 1205 \text{ кДж.}$

6.14. **Найти** энтропию  $1 \text{ кг}$  кислорода при  $p = 0,8 \text{ МПа}$  и  $t = 250^\circ\text{C}$ . Теплоемкость считать переменной, приняв зависимость ее от температуры линейной.

### **Решение**

По формуле (6.17) определяем:

$$s_2 - s_1 = a_p \ln \frac{T_2}{273} - R \ln \frac{p_2}{p_1} + b(T_2 - 273)$$

Из таблицы 6.1 [4]:

$$c_{pm} = 0,9127 + 0,00012724 \cdot t \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Таблица 6.1 – Интерполяционные формулы для средних массовых и объемных теплоемкостей газов

Газ	Теплоемкость в кДж/(кг·К)	
	массовая	объемная
В пределах 0-1000°С		
$O_2$	$C_{pm} = 0,9127 + 0,00012724t$	$C'_{pm} = 1,3046 + 0,00018183t$
	$C_{vm} = 0,6527 + 0,00012724t$	$C'_{vm} = 0,9337 + 0,00018183t$
$N_2$	$C_{pm} = 1,0258 + 0,00008382t$	$C'_{pm} = 1,2833 + 0,00010492t$
	$C_{vm} = 0,7289 + 0,00008382t$	$C'_{vm} = 0,9123 + 0,00010492t$
СО	$C_{pm} = 1,0304 + 0,00009575t$	$C_{pm} = 1,2883 + 0,00011966t$
	$C_{vm} = 0,7335 + 0,00009575t$	$C_{vm} = 0,9173 + 0,00011966t$
Воздух	$C_{pm} = 0,9952 + 0,00009349t$	$C_{pm} = 1,2870 + 0,00012091t$
	$C_{vm} = 0,7084 + 0,00009349t$	$C_{vm} = 0,9161 + 0,00012091t$
$H_2O$	$C_{pm} = 1,8401 + 0,00029278t$	$C_{pm} = 1,4800 + 0,00023551t$
	$C_{vm} = 1,3783 + 0,00029278t$	$C_{vm} = 1,1091 + 0,00023551t$
$SO_2$	$C_{pm} = 0,6314 + 0,00015541t$	$C_{pm} = 1,8472 + 0,00004547t$
	$C_{vm} = 0,5016 + 0,00015541t$	$C_{vm} = 1,4763 + 0,00004547t$
В пределах 0-1500°С		
$H_2$	$C_{pm} = 14,2494 + 0,00059574t$	$C_{pm} = 1,2803 + 0,00005355t$
	$C_{vm} = 10,1241 + 0,00059574t$	$C_{vm} = 0,9094 + 0,00005355t$
$CO_2$	$C_{pm} = 0,8725 + 0,00024053t$	$C_{pm} = 1,7250 + 0,00004756t$
	$C_{vm} = 0,6837 + 0,00024053t$	$C_{vm} = 1,3540 + 0,00004756t$

Поэтому формула линейной зависимости истинной теплоемкости будет иметь вид:

$$c_p = 0,9127 + 0,00025448 \cdot t \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

или

$$c_p = 0,9127 + 0,00025448 \cdot (T - 273) \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

следовательно

$$c_p = 0,8432 + 0,00025448 \cdot T \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

Таким образом,

$$a = 0,8432; b = 0,00025448;$$

Значение энтропии:

$$s = 0,8432 \cdot 2,303 \lg \frac{523}{273} - \frac{8,314}{32} 2,303 \lg \frac{0,8}{0,1013} + 0,00025448 \cdot (523 - 273);$$
$$s = 0,5476 - 0,5371 + 0,0634 = 0,0739 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для тех же условий, но при постоянной теплоемкости значение энтропии  $s = 0,0605 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ , т.е. меньше на

$$\frac{0,0739 - 0,0605}{0,0739} = \frac{0,0134}{0,0739} = 18,1 \, \%.$$

Этот результат показывает, что для повышенных и высоких температур следует пользоваться зависимостью  $s = f(t)$ .

**Ответ:**  $s = 0,0739 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

6.15. Электрический нагреватель мощностью 1 кВт, имея постоянную температуру 100 °С, обогревает помещение с температурой 20 °С в течение одного часа.

**Определить** изменение энтропии данной системы, если температура в помещении за этот период не изменилась. Показать процессы передачи теплоты и увеличение энтропии системы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $\Delta S_{\text{с}} = 2,635 \text{ кДж/К}.$

## 7. Истечение газа и пара через сопловые каналы

Сопловой канал – устройство для увеличения кинетической энергии потока. В сопловых каналах скорости истечения газа или жидкости велики, а длина канала мала [1]. В таких устройствах (рис. 7.1) теплообмен с окружающей средой практически отсутствует, а процесс истечения считается адиабатным ( $q = 0$ ). Техническая работа в сопловых каналах не производится:  $l_{tex} = 0$ . Первый закон термодинамики для обратимого адиабатного процесса истечения вещества в сопловом канале будет иметь вид:

$$dl_{pacn} = h_0 - h_k = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (7.1)$$

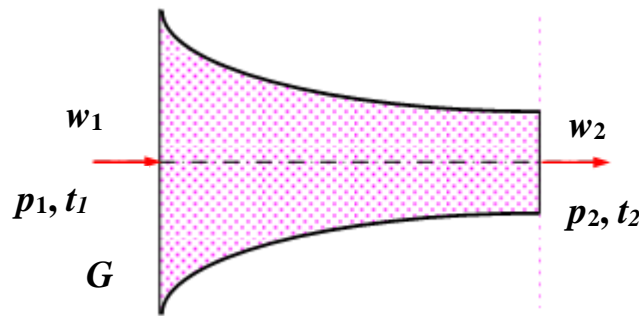


Рисунок 7.1 – Схема суживающегося соплового канала

В выражении (7.1) и на рисунке 7.1 индексом 1 обозначены параметры и скорость на входе в сопло ( $p_1, t_1, h_1, w_1$ ), а индексом 2 – в выходном сечении сопла ( $p_2, t_2, h_2, w_2$ ),  $G$  – массовый расход газа через сопло.

Из выражения (7.1) можно получить расчетную формулу для скорости на выходе из соплового канала:

$$w_2 = \sqrt{2l_{pacn} + w_1^2}. \quad (7.2)$$

Работа изменения давления в потоке при обратимом адиабатном истечении через сопло идеального газа от состояния с  $p_0$  и  $v_0$  до  $p_1$  с показателем адиабаты  $k = const$  рассчитывается по уравнению:

$$dl_{pacn} = \int_{p_1}^{p_2} -v dp = \int_{p_2}^{p_1} v_1 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{k}} dp = \left(\frac{k}{k-1}\right) (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (7.3)$$

Для упрощения анализа процесса истечения газа через сопло принимают входную скорость равной нулю ( $w_1 = 0$ ). При этом допущении скорость в любом сечении сопла определяется выражениями (последнее для идеального газа):

$$w_i = \sqrt{2l_{pacn}} = \sqrt{2(h_1 - h_i)} = \sqrt{2c_p(T_1 - T_i)}. \quad (7.4)$$

Располагаемую работу при адиабатном истечении идеального газа определяем по уравнению (7.3), а скорость адиабатного истечения идеального газа находим по уравнению (7.4):



$$w = \sqrt{2l_{расн}} = \sqrt{2[k/(k-1)](p_1 v_1 - p_2 v_2)}, \quad (7.5)$$

или

$$w = \sqrt{2[k/(k-1)]p_1 v_1 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1/k)}]}. \quad (7.6)$$

Скорость истечения газа зависит от состояния газа при входе в сопло и от давления  $p_2$  на выходе.

Массовый расход газа в килограммах в секунду при истечении определяется из уравнения:

$$m = aw/v_2, \quad (7.7)$$

где  $a$  – площадь выходного сечения канала;  $w$  – скорость истечения;  $v_2$  – удельный объем газа в выходном сечении канала. При адиабатном истечении идеального газа:

$$v_2 = v_1(p_1/p_2)^{1/k}. \quad (7.8)$$

С учетом вышесказанного массовый расход идеального газа:

$$m = \frac{a \cdot \sqrt{2[k/(k-1)]p_1 v_1 [1 - (p_2/p_1)^{(k-1/k)}]}}{v_1(p_1/p_2)^{1/k}} \quad (7.9)$$

или

$$m = a \cdot \sqrt{2[k/(k-1)](p_1/v_1)[(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]}. \quad (7.10)$$

Массовый расход идеального газа зависит от площади выходного сечения канала, начального состояния газа и степени его расширения.

Графически располагаемая работа при истечении газа изображается пл.  $abcd$  на рисунке 7.2.

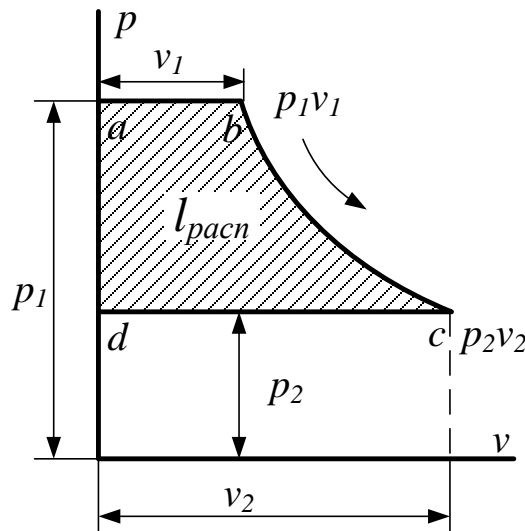


Рисунок 7.2 – Располагаемая работа при истечении газа

Для определения площади поперечного сечения сопла  $a_i$  используется уравнение неразрывности потока для этого сечения:

$$a_i = \frac{m \cdot v_i}{w_i}. \quad (7.11)$$

Определяющей характеристикой процесса истечения вещества через сопло является величина  $\varepsilon = p/p_1$  – степень изменения давления газа в сопловом канале. Эта величина сопоставляется с  $\varepsilon_k = p_k/p_1$ , которая для идеальных газов соответствует выражению:

$$\varepsilon_k = \frac{p_k}{p_1} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.12)$$

далее делается вывод о характере истечения и выбирается профиль соплового канала:

- если  $\varepsilon > \varepsilon_k$  ( $p_2 > p_k$ ), сопло должно быть суживающимся, истечение газа докритическое (скорость газа на выходе из сопла меньше скорости звука);
- если  $\varepsilon < \varepsilon_k$  ( $p_2 < p_k$ ), сопло должно быть комбинированным (сопло Лавалья) с расширяющейся частью (рис. 7.8), истечение газа сверхкритическое (скорость газа на выходе из сопла больше скорости звука).

### **Анализ уравнения массового расхода идеального газа и критическое давление**

Массовый расход газа, определяемый уравнением (7.10), зависит от отношения давлений  $p_2/p_1$ .

Из этого уравнения следует, что при  $p_2 = p_1$  расход обращается в нуль. С уменьшением давления среды  $p_2$  расход газа увеличивается. При некотором отношении  $p_2/p_1 = \beta_k$  расход газа достигает максимума. При дальнейшем уменьшении отношения  $p_2/p_1$  величина  $m$  убывает и при  $p_2/p_1 = 0$  будет снова равна нулю.

Если в системе координат  $p_2/p_1$  и  $m$  (рис. 7.3) откладывать на оси абсцисс различные значения  $p_2/p_1$ , а на оси ординат – соответствующие действительные и расчетные массовые расходы газа  $m$ , то получим диаграмму расхода газа.

Кривая  $AK$  показывает, что с уменьшением отношения  $p_2/p_1$  массовый расход газа увеличивается. При определенном отношении  $p_2/p_1 = \beta_k$  расход достигает максимума. При дальнейшем уменьшении отношения  $p_2/p_1$  действительный массовый расход остается постоянным – кривая  $KD$ , а  $m$ , вычисленный по уравнению (7.10), снова падает до нуля (кривая  $KB$ ). Следовательно, для  $\beta_k < p_2/p_1 < 1$  результаты опыта полностью совпадают с данными анализа уравнения (7.10), а для  $0 < p_2/p_1 < \beta_k$  они расходятся.

Для объяснения противоречия между выводами анализа и опытными данными ученые Сен-Венан и Вантцель предложили следующую гипотезу: для значений  $\beta_k < p_2/p_1 < 1$  давление в устье суживающегося канала равно

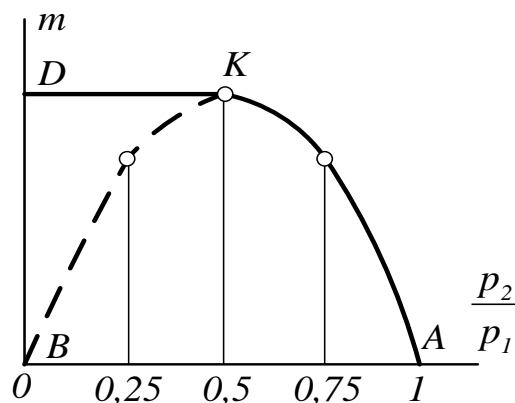


Рисунок 7.3 – К анализу уравнения массового расхода идеального газа

давлению среды, куда происходит истечение, поэтому теория совпадает с опытными данными. Для значений  $0 < p_2/p_1 < \beta_k$  давление в устье суживающегося канала перестает быть равным давлению среды и, даже, несмотря на понижение давления среды до полного вакуума, остается постоянным.

Выше указывалось, что при  $p_2/p_1 = \beta_k$  массовый расход газа достигает своего максимального значения. В уравнении (7.10) переменной величиной является  $[(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]$ , поэтому для отыскания максимума берем первую производную от этой величины, приравниваем ее нулю, а значение  $p_2/p_1$ , обращающее производную в нуль, и будет  $\beta_k$ . Имеем:

$$\frac{\partial}{\partial \beta} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}) = \frac{2}{k} \beta^{2/k-1} - \frac{k+1}{k} \beta^{(k+1)/k-1} = 0, \quad (7.13)$$

откуда

$$\beta_k = p_k/p_1 = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}. \quad (7.14)$$

Величина  $\beta_k$  зависит только от показателя адиабаты  $k$ , т. е, зависит от природы рабочего тела.

Для одноатомного газа  $k = 1,67$  и  $\beta_k = 0,487$ ; для двухатомного газа  $k = 1,4$  и  $\beta_k = 0,528$ ; для трех- и многоатомного газа  $k = 1,29$  и  $\beta_k = 0,546$ .

Из уравнения (7.14) можно определить давление в выходном сечении сопла при достижении максимального расхода, или так называемое *критическое давление*:

$$p_k = \beta_k \cdot p_1 \quad (7.15)$$

Критическое давление равно начальному давлению, умноженному на коэффициент  $\beta_k$ . При заданном начальном давлении критическое давление – наименьшее давление, которое устанавливается в выходном сечении суживающегося сопла.

### ***Критическая скорость и максимальный расход идеального газа***

Скорость газа, которая устанавливается в выходном сечении суживающегося канала при истечении в окружающую среду с давлением, равным или ниже критического, называется *критической скоростью*. Критическую скорость можно определить из уравнения (7.6), подставив в него вместо  $p_2/p_1$  значение  $\beta_k = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$ :

$$w_k = \sqrt{2[k/(k-1)]p_1 v_1 [1 - 2/(k+1)]};$$

$$w_k = \sqrt{2[k/(k+1)]p_1 v_1} = \sqrt{2[k/(k+1)]RT_1}. \quad (7.16)$$

Критическая скорость при истечении идеального газа зависит только от начальных параметров и его природы. Можно доказать, что критическая скорость равна скорости звука в газе при параметрах  $p_k$  и  $v_k$ .

Из адиабатного процесса следует  $v_1 = v_k (p_k/p_1)^{1/k}$ . Из уравнения (7.14) находим:

$$p_1 = p_k [(k+1/2)]^{k/(k-1)} \quad (7.17)$$

или

$$v_1 = v_k \left( \frac{p_k}{p_k [(k+1/2)]^{k/(k-1)}} \right)^{1/k} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)} v_k, \quad (7.18)$$

и

$$v_1 p_1 = p_k [(k+1/2)]^{k/(k-1)} v_k [2/(k+1)]^{1/(k-1)}, \quad (7.19)$$

откуда

$$p_1 v_1 = v_k p_k (k+1)/2. \quad (7.20)$$

Подставив значение  $p_1 v_1$  в формулу (7.13), получим значение:

$$w_k = \sqrt{2[k/(k+1)] v_k p_k (k+1)/2}, \quad (7.21)$$

а после преобразований:

$$w_k = \sqrt{k p_k v_k}. \quad (7.22)$$

В термодинамической теории газового потока большое значение имеет скорость звука  $c$ . Скорость распространения звука определяется по формуле Лапласа:

$$c = \sqrt{k(p/\rho)} = \sqrt{k p v}, \quad (7.23)$$

где  $p$  – давление среды, Па;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>. Для идеального газа

$$c = \sqrt{k R T}. \quad (7.24)$$

*Скорость распространения упругих деформаций, т. е. скорость звука, зависит от состояния и природы газа и является прямой функцией температуры.* Отсюда можно сделать вывод, что каждому сечению канала должна соответствовать своя местная скорость звука, определяемая величинами  $p$  и  $v$  в данном сечении. Значение  $c = \sqrt{k p_k v_k}$  определяет скорость звука в газе при критическом режиме истечения в выходном сечении суживающегося канала, или критическая скорость газа при истечении равна местной скорости звука (в данном сечении), т. е.  $w_k = a$ .

Последнее позволяет объяснить, почему в суживающемся канале газ не может расширяться до давления меньше критического, а скорость не может превысить критическую. Действительно, как известно из физики, импульс давления распространяется в материальной среде со скоростью звука, поэтому, когда скорость истечения будет меньше скорости звука (критической скорости), уменьшение внешнего давления передается по потоку газа внутрь канала и приводит к перераспределению давления в канале. В результате в выходном сечении канала устанавливается давление, равное давлению среды.

Если же скорость истечения достигнет скорости звука (критической скорости), то скорость движения газа и скорость распространения давления будут одинаковы, и никакое уменьшение внешнего давления не сможет повлиять на распределение давления внутри канала. Оно будет постоянным, а, следовательно, будет неизменным и давление в выходном сечении канала независимо от внешнего давления. Отсюда следует, что скорость истечения в выходном сечении суживающегося канала не может быть больше скорости звука в газе (рис. 7.4).

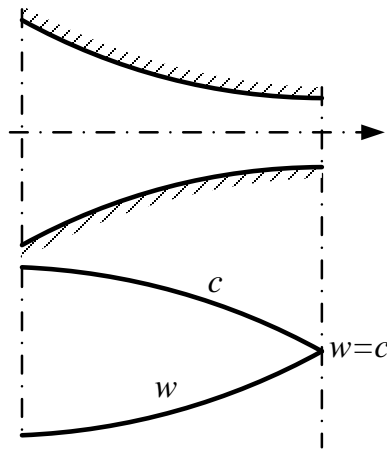


Рисунок 7.4 – Распределение давления внутри суживающегося канала

При критическом давлении в выходном сечении канала устанавливается максимальный расход газа, который определяем из уравнения (7.10) при замене  $p_2/p_1$  на значение его из уравнения (7.14). После соответствующих преобразований получаем:

$$m_{\text{макс}} == a_{\text{мин}} \cdot \sqrt{2[k/(k+1)] \left(\frac{p_1}{v_1}\right) 2[k/(k+1)]^{2/k-1}}. \quad (7.25)$$

Максимальный расход газа вполне определяется начальным состоянием газа, площадью выходного сечения  $a_{\text{мин}}$  и природой газа, т. е. показателем адиабаты  $k$ .

#### **Случаи истечения идеального газа из сужающегося сопла**

*Первый случай.* Давление внешней среды больше критического, или когда  $\beta_k < p_2/p_1 < 1$ . При этих условиях используется весь перепад давления от  $p_1$  до  $p_2$  (рис. 7.5) и происходит полное расширение газа. Скорость газа в выходном сечении сопла меньше скорости звука (рис. 7.6). Давление газа в выходном сечении сопла равно давлению внешней среды.

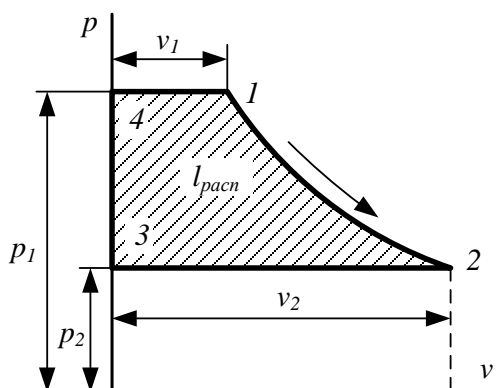


Рисунок 7.5 – Располагаемая работа при истечении идеального газа из сужающегося сопла при  $\beta_k < p_2/p_1 < 1$

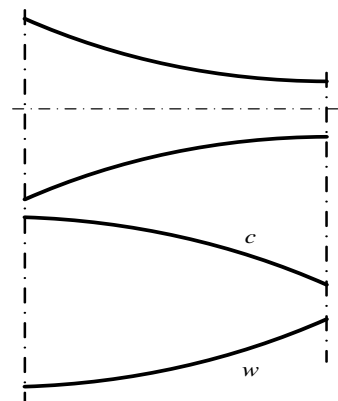


Рисунок 7.6 – Первый случай истечения идеального газа из сужающегося сопла

Скорость истечения и массовый расход газа при заданном выходном сечении определяются по формулам (7.6) и (7.10).

Площадь выходного сечения сопла  $a$  можно определить из формулы (7.10) (при заданном расходе):

$$a = \frac{m}{\sqrt{2[k/(k-1)](p_1/v_1)[(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]}}. \quad (7.26)$$

$l_{расп}$  графически представится пл. 1234 (рис. 7.5).

*Второй случай.* Давление внешней среды меньше критического, или  $0 < p_2/p_1 < \beta_k$ . При этих условиях используется не весь перепад давлений от  $p_1$  до  $p_2$ , а только часть от  $p_1$  до  $p_k$  (рис. 7.9); происходит неполное расширение газа, и скорость газа в выходном сечении суживающегося сопла равна критической скорости или местной скорости звука (см. рис. 7.4).

Давление в устье сопла равно критическому давлению:  $p_k = p_1 \cdot \beta_k$ . Критическая скорость истечения и максимальный расход идеального газа определяются по формулам (7.16) и (7.25).

Площадь выходного сечения сопла при заданном расходе (она же является и минимальным сечением) определяется из формулы (7.25):

$$a_{мин} = \frac{m_{макс}}{\sqrt{2[k/(k+1)]\left(\frac{p_1}{v_1}\right)^2[k/(k+1)]^{2/k-1}}}. \quad (7.27)$$

Располагаемая работа  $l_{расп}$  графически представится пл. 1234 на рисунке 7.7.

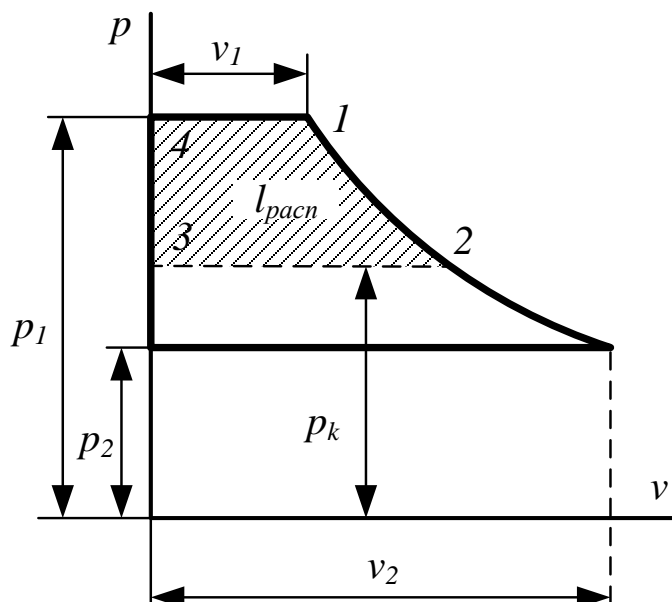


Рисунок 7.7 – Располагаемая работа при истечении идеального газа из суживающегося сопла при  $0 < p_2/p_1 < \beta_k$

### Истечение идеального газа из комбинированного сопла Лавали

Комбинированное сопло *Лавали* предназначено для использования больших перепадов давления и для получения скоростей истечения, превышающих критическую скорость или скорость звука.

Сопло *Лавали* состоит из короткого суживающегося участка и расширяющейся конической насадки (рис. 7.8). Опыты показывают, что угол конусности расширяющейся части должен быть  $\Omega = 8 \div 12^\circ$ . При больших углах наблюдается отрыв струи от стенок канала.

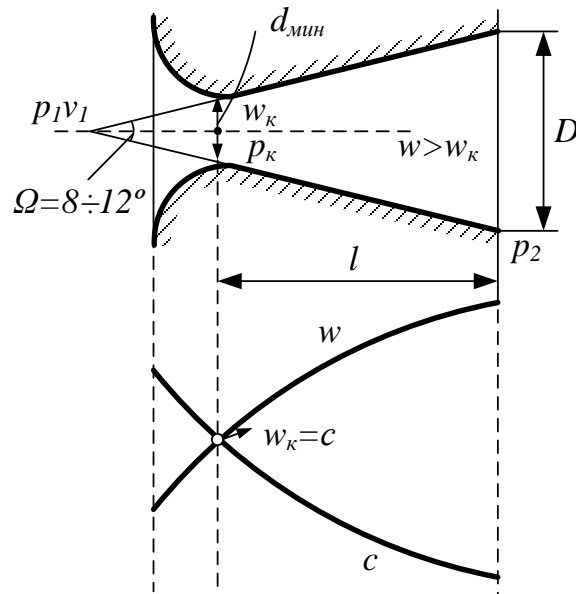


Рисунок 7.8 – Сопло *Лавали*

При истечении газа из комбинированного сопла в окружающую среду с давлением меньше критического в самом узком сечении сопла устанавливаются критическое давление  $p_k$  и критическая скорость  $w_k$ .

В расширяющейся насадке сопла происходит дальнейшее увеличение скорости газа и падение давления до давления внешней среды.

Скорость истечения и массовый расход идеального газа (при заданном  $a$ ) определяются по формулам (7.6) и (7.10).

При заданном расходе площадь минимального сечения сопла  $a_{\min}$  можно вычислить по формуле (7.25), а площадь выходного сечения сопла  $a$  – по формуле (7.10).

Длина суживающейся части обычно берется равной диаметру выходного критического сечения сопла или из конструктивных соображений.

Длину расширяющейся насадки  $l$  (рис. 7.8) можно определить по уравнению:

$$l = (D - d)/2\operatorname{tg}(\Omega/2), \quad (7.28)$$

где  $\Omega$  – угол конусности сопла;  $D$  – диаметр выходного отверстия;  $d$  – диаметр сопла в минимальном сечении.

### ***Истечение газов с учетом трения***

Выведенные выше формулы скорости истечения и массового расхода газа справедливы только для обратимого процесса истечения, так как не учитывают силы трения рабочего тела о стенки канала и внутреннее трение между струйками потока из-за различия скоростей по сечению канала.

С учетом сил трения скорость газа при том же  $\Delta p$  в любом канале будет меньше скорости обратимого процесса (теоретической скорости).

Отношение действительной скорости газа  $w_d$  к теоретической  $w$  называют *коэффициентом скорости* (или *скоростным коэффициентом сопла*):

$$\varphi = w_d / w \text{ и } w_d = \varphi \cdot w. \quad (7.29)$$

Коэффициент  $\varphi$ , согласно опытным данным, для хорошо обработанных каналов изменяется от 0,96 до 0,98. Коэффициенты  $\varphi$  приводятся в специальных курсах паротурбинных установок и общей теплотехники.

Наличие сил трения делает адиабатный процесс необратимым. Кинетическая энергия потока, затраченная на преодоление сил трения, переходит в теплоту, которая воспринимается газом и увеличивает энтальпию рабочего тела при выходе из канала. Потеря кинетической энергии:

$$(w^2 - w_d^2)/2 = [w^2 - (\varphi \cdot w)^2]/2 = (1 - \varphi^2)(w^2/2) = \xi(w^2/2). \quad (7.30)$$

Величина  $\xi = 1 - \varphi^2$  называется *коэффициентом потери энергии соплового канала* или адиабатным коэффициентом сопла

Отношение действительной кинетической энергии рабочего тела  $w_d^2/2$  к теоретической  $w^2/2$  называется *коэффициентом полезного действия* канала и обозначается  $\eta_k$ :

$$\eta_k = (w_d^2/2)/(w^2/2) = w_d^2/w^2 = \varphi^2. \quad (7.31)$$

КПД канала равен квадрату коэффициента скорости газа. Теплота трения без учета начальной скорости определяется так:

$$q_{тр} = \xi(w/2)^2 = \xi(h_1 - h_2), \quad (7.32)$$

где  $h_1, h_2$  – энтальпия рабочего тела в начале и конце обратимого адиабатного (изоэнтропного) процесса расширения.

Уравнения (7.29) и (7.31) справедливы как для идеального, так и реального газов.

Для определения действительного расхода газа (пара) в сопловых каналах по параметрам идеального процесса истечения, а также в заводских расчетах проходных сечений сопловых и рабочих решеток проточной части турбины используется *коэффициент расхода*  $\mu$  – это отношение действительного расхода  $G_i$  к теоретическому  $G$ :

$$\mu = \frac{G_i}{G}. \quad (7.33)$$

Этот коэффициент определяется экспериментально. При этом он может быть как меньше единицы ( $\mu = 0,95 \div 0,98$ ) для перегретого пара и газа, так и больше единицы ( $\mu \approx 1,02$ ) для влажного насыщенного пара в конце процесса.



Значение  $\mu < 1$  объясняется соотношением скоростей и удельных объемов в выходном сечении сопла  $a_k$  для идеального и реального процессов истечения:  $w_{ki} < w_k$ ,  $v_{ki} > v_k$ . Это видно из выражения коэффициента расхода для данного сечения:

$$\mu = \frac{G_i}{G} = \frac{a_k w_{ki} v_k}{a_k w_k v_{ki}} = \frac{w_{ki} v_k}{w_k v_{ki}}. \quad (7.34)$$

Значение  $\mu > 1$  возможно при истечении вещества, сопровождающегося фазовым переходом пара в жидкость, когда образование капель жидкости отстает от снижения давления в сечении канала и соотношение удельных объемов пара в выходном сечении имеет вид  $v_{ki} < v_k$ .

### ***Истечение водяного пара***

Основные положения и формулы истечения газа (7.6) и (7.10), установленные в предыдущих параграфах, относятся к идеальным газам.

Для водяного пара все формулы и закономерности теории истечения можно применять только для приближенных вычислений, если считать для перегретого пара значение  $k = 1,3$ , а для сухого насыщенного пара  $k = 1,135$ .

В тех случаях, когда приходится пользоваться уравнениями, в которые входит  $k$ , то его значение надо определять в каждом отдельном случае по формулам:

$$n = \frac{\lg(p_1/p_2)}{\lg(v_2/v_1)}; n - 1 = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(v_1/v_2)}; \frac{n-1}{n} = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(p_2/p_1)}, \quad (7.35)$$

т. е. по параметрам начальных и конечных состояний процесса реального тела.

Наиболее целесообразно расчет скорости истечения и массового расхода рабочего тела производить по  $h,s$ -диаграмме данного вещества, используя уравнение  $q = (h_2 - h_1) + (w_2^2 - w_1^2)/2$ , полученное из уравнения первого закона термодинамики для потока и справедливое для любого реального вещества.

Если скорость истечения меньше критической, то ее расчет ведется по формуле:

$$w = 44,72 \sqrt{h_1 - h_2}, \quad (7.36)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  определяют по таблицам или  $h,s$ -диаграмме по начальным параметрам, конечному давлению и исходя из условия адиабатного процесса, при котором  $s_1 = s_2$ .

При критическом режиме истечения скорость истечения водяного пара определяют из формулы  $w_k = 44,72 \sqrt{h_1 - h_k}$ , при этом  $h_k$  (кДж/кг) берется из таблиц или по  $h,s$ -диаграмме по начальным параметрам.

Значение энтальпии  $h_k$  непосредственно определено быть не может, так как обычно неизвестна величина критического давления. Поэтому рекомендуется параметры пара в критическом сечении определять с некоторой погрешностью, используя зависимости, справедливые для идеального газа, методом последовательного приближения. Для этого сначала задаются

значением  $k = 1,3$  и по нему из соотношения  $p_k/p_1 = [2/(k + 1)]^{k/(k-1)}$  находят  $p_k$ , затем из таблиц водяного пара, учитывая, что  $s_1 = s_2$ , по известным  $p_k$  и  $s_k$  определяют удельный объем в критическом сечении. Далее из соотношения для адиабатного процесса  $k = \lg(p_1/p_k)/\lg(v_k/v_1)$  находят новое значение коэффициента  $k$ , по которому снова вычисляют  $p_k$ . Эта операция повторяется до тех пор, пока значение  $p_k$ , по которому определяют  $k$ , не совпадет со значением его, вычисленным по формуле для  $p_k/p_1$ .

Необходимо помнить, что приведенный метод расчета является приближенным, но, как показывает практика, он дает в большинстве случаев достаточно хороший результат.

Скорость истечения водяного пара из комбинированного сопла вычисляется по формуле (7.36):

$$w = 44,72\sqrt{h_1 - h_2},$$

где  $h_1$  – удельная энтальпия водяного пара при входе в сопло, кДж/кг;  $h_2$  – удельная энтальпия пара при параметрах среды, куда происходит истечение, кДж/кг.

Массовый расход определяется из уравнения неразрывности  $m = aw/v_2$ , для критического режима истечения  $m_{\text{макс}} = a_{\text{мин}} w_k/v_k$ .

При необратимом процессе истечения  $w_d = 44,72\sqrt{h_1 - h_{2g}}$ .

На рисунке 7.9 представлены обратимый процесс – линией 1-2 и условно пунктирной кривой 1-2g – необратимый процесс водяного пара. Из рисунка видно, что энтальпия в конце расширения в необратимом процессе будет больше, чем в обратимом, за счет теплоты трения, о чем и было сказано выше.

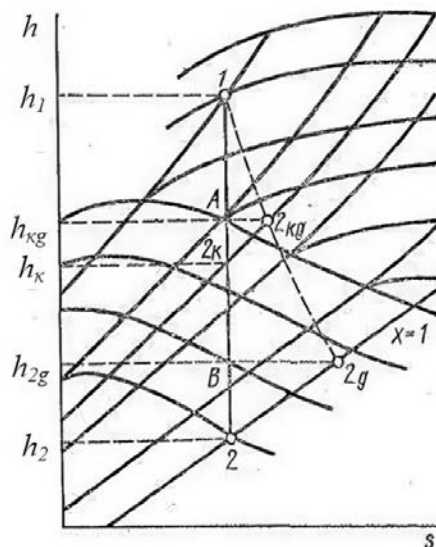


Рисунок 7.9 – Процессы истечения водяного пара

## Задачи к разделу 7

7.1. Воздух с резервуара с постоянным давлением  $p_1 = 10$  МПа и температурой  $t_1 = 15$  °С вытекает в атмосферу через трубку с внутренним диаметром 10 мм. **Найти** скорость истечения воздуха и его секундный расход. Наружное давление принять равным 0,1 МПа. Процесс расширения считать адиабатным.

### Решение

Определяем отношение  $p_2/p_1$ . Оно равно  $p_2/p_1 = 1/100$  и, следовательно, меньше критического отношения давлений для воздуха, составляющего  $\beta_k = 0,528$ . Поэтому скорость истечения будет равна критической и определится по формуле (7.16):

$$w_k = \sqrt{2[k/(k+1)]RT_1} = 1,08\sqrt{287 \cdot 288} = 310 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Секундный расход находим по формуле (7.25), однако сначала вычислим:

$$a_{\text{мин}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,01 \cdot 10^2}{4} = 0,0000785 \text{ м}^2;$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 288}{10 \cdot 10^6} = 0,00827 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\begin{aligned} m_{\text{макс}} &= a_{\text{мин}} \cdot \sqrt{2[k/(k+1)] \left(\frac{p_1}{v_1}\right) 2[k/(k+1)]^{2/k-1}} = 0,686 \cdot a_{\text{мин}} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \\ &= 0,686 \cdot 0,0000785 \sqrt{\frac{100 \cdot 10^5}{0,00827}} = 1,87 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

**Ответ:**  $m_{\text{макс}} = 1,87 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

7.2. В резервуаре, заполненном кислородом, поддерживается давление  $p_1 = 5$  МПа. Газ вытекает через суживающее сопло в среду с давлением 4 МПа. Начальная температура кислорода 100 °С.

**Определить** теоретическую скорость истечения и расход, если площадь выходного сечения сопла  $a = 20$  мм<sup>2</sup>. Найти также теоретическую скорость истечения кислорода и его расход, если истечение будет происходить в атмосферу. В обоих случаях считать истечение адиабатным. Барометрическое давление принять равным 0,1 МПа.

### Решение

Отношение давлений составляет:

$$p_2/p_1 = 40/50 = 0,8 > \beta_k = 0,528,$$

следовательно, скорость истечения меньше критической и определяется по формуле (7.6):

$$w = \sqrt{2[k/(k-1)]p_1v_1[1 - (p_2/p_1)^{(k-1/k)}]}.$$

Из характеристического уравнения имеем:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{259,8 \cdot 373}{5 \cdot 10^6} = 0,0194 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Все остальные величины, входящие в формулу (7.6), известны. Подставляем их значения, получаем:

$$w = \sqrt{2 \frac{1,4}{0,4} 5 \cdot 10^6 \cdot 0,0194 [1 - (4/5)^{(0,4/1,4)}]} = 205 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Секундный расход найдем по формуле (7.10):

$$\begin{aligned} m &= a \cdot \sqrt{2[k/(k-1)](p_1/v_1)[(p_2/p_1)^{2/k} - (p_2/p_1)^{(k+1)/k}]} \\ &= 0,00002 \sqrt{2 \frac{1,4}{0,4} \cdot \frac{5 \cdot 10^6}{0,0194} \left[ \left(\frac{4}{5}\right)^{\frac{2}{1,4}} - \left(\frac{4}{5}\right)^{\frac{2,4}{1,4}} \right]} = 0,175 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

При истечении в атмосферу отношение давлений:

$$p_2/p_1 = 1/50 < \beta_k = 0,528,$$

следовательно, скорость истечения в этом случае будет равна критической, а расход будет максимальным. По формуле (7.16):

$$w_k = \sqrt{2[k/(k+1)]RT_1} = 1,08 \sqrt{\frac{8314}{32} \cdot 373} = 336 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Максимальный расход определится по формуле (7.25):

$$\begin{aligned} m_{max} &= a_{min} \cdot \sqrt{2[k/(k+1)] \left(\frac{p_1}{v_1}\right) 2[k/(k+1)]^{2/k-1}} = 0,686 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \\ &= 0,686 \cdot 0,00002 \sqrt{\frac{5 \cdot 10^6}{0,0194}} = 22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

**Ответ:**  $w = 205 \frac{\text{м}}{\text{с}}; m = 0,175 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; w_k = 336 \frac{\text{м}}{\text{с}}; m_{max} = 22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$

7.3. Воздух при постоянном давлении  $p_1 = 6$  МПа и  $t_1 = 27$  °С вытекает в среду с давлением  $p_2 = 4$  МПа.

**Определить** теоретическую скорость и конечную температуру при адиабатном истечении.

**Ответ:**  $w = 257 \frac{\text{м}}{\text{с}}; t_2 = -6$  °С.

7.4. Воздух при давлении  $p_1 = 0,1$  МПа и температуре  $t_1 = 15$  °С вытекает из резервуара. **Найти** значение  $p_2$ , при котором теоретическая скорость адиабатного истечения будет равна критической, и величину этой скорости.

**Ответ:**  $p_{2к} = 0,0528$  МПа;  $w_{2к} = 310$  м/с.

7.5. **Определить** теоретическую скорость истечения пара из котла в атмосферу. Давление в котле  $p_1 = 0,15$  МПа и  $x = 0,95$ . Процесс расширения пара считать адиабатным.

**Ответ:**  $w_k = 360$  м/с.

7.6. **Определить** работу изменения давления потока газа  $l_0$  при истечении его через сопло с  $w_1 = 0$  и выходной скоростью газа 500 м/с.

**Ответ:**  $l_0 = 125$  кДж/кг.

7.7. Теоретическая работа изменения давления потока газа при истечении его с  $w_1 = 0$  через сопло равна  $l_{расп} = 100$  ккал/кг.

**Определить** скорости газа на выходе из сопла  $w_2$  и  $w_{2i}$  для обратимого и необратимого с  $\varphi = 0,95$  процессов адиабатного истечения газа.

**Ответ:**  $w_2 = 915$  м/с,  $w_{2i} = 869,3$  м/с.

7.8. Воздух с одинаковой начальной температурой  $t_1$  и  $w_1 = 0$  при истечении через сопло расширяется от давления  $p_1$  до давления  $p_k$ . В каком из указанных случаев скорость газа на выходе из сопла будет максимальной, и какое сопло при этом должно быть?

а)  $p_1 = 10$  бар,  $p_k = 5$  бар;

б)  $p_1 = 50$  бар,  $p_k = 10$  бар;

в)  $p_1 = 8$  бар,  $p_k = 2$  бар.

**Ответ:** б) комбинированное сопло Лавалля.

7.9. **Определить** массовый секундный расход кислорода  $O_2$  через суживающееся круглое сопло с диаметром выходного сечения 10 мм при параметрах газа на входе в сопло  $p_1 = 1,8$  бар,  $t_1 = 300$  °С, а за соплом –  $p_k = 1$  бар. Истечение считать обратимым адиабатным со скоростью газа на входе в сопло, равной нулю. Кислород считать идеальным газом с постоянным коэффициентом Пуассона.

**Ответ:**  $m = 0,025$  кг/с.

7.10. Водяной пар с начальными параметрами  $p_1 = 20$  бар и  $t_1 = 300$  °С и  $w_1 = 0$  обратимо адиабатно расширяется через суживающееся сопло в среду с давлением 1 бар. Расход пара через сопло составляет 5 кг/с.

**Определить** работу  $l_{расп}$ , скорость и площадь в выходном сечении сопла, рассчитав величину  $\varepsilon_k$  для данного процесса истечения водяного пара.

**Ответ:**  $\varepsilon_k = 0,539$ ,  $l_{расп} = 140 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ,  $w_k = 529 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ,  $a_{вых} = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

7.11. Водяной пар обратимо адиабатно расширяется при истечении через комбинированное сопло от  $p_1 = 50$  бар,  $t_1 = 330$  °С и  $w_1 = 0$  до давления в выходном сечении сопла  $p_k = 5$  бар. Площадь выходного сечения сопла  $a_{\text{вых}} = 20$  см<sup>2</sup>.

**Определить**  $l_{\text{расп}}$ ,  $G$ ,  $a_{\text{min}}$ . Принять  $\varepsilon_k = 0,546$ .

**Ответ:**  $l_{\text{расп}} = 461,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $G = 5,65 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $a_{\text{min}} = 8,48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

## 8. Дросселирование газов и паров

*Дросселированием (или мятием) называется необратимый процесс, в котором давление при прохождении газа через суживающееся отверстие уменьшается без совершения внешней работы [1].*

Всякое сопротивление в трубопроводе (вентили, задвижка, шайба, кран, клапан и др.) вызывает дросселирование газа и, следовательно, падение давления. Падение давления зависит от природы рабочего тела, его состояния, сужения газопровода и скорости движения газа.

В большинстве случаев дросселирование, сопровождающееся уменьшением работоспособности тела, приносит безусловный вред. Но иногда оно является необходимым и создается искусственно, например, при регулировании паровых двигателей, в холодильных установках, в приборах, измеряющих расход газа, и т. п.

При прохождении газа через отверстие, представляющее известное сопротивление, кинетическая энергия газа и его скорость в узком сечении возрастают, что сопровождается падением температуры и давления (рис. 8.1).

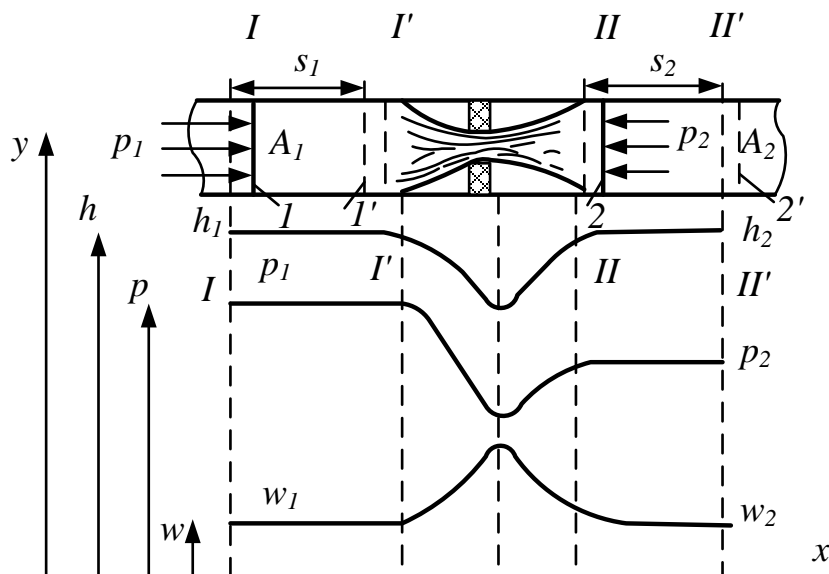


Рисунок 8.1 – К выводу уравнения процесса дросселирования

Газ, протекая через отверстие, затрачивает часть кинетической энергии на работу против сил трения, которая превращается в теплоту. В результате температура его изменяется и может, как уменьшаться, так и увеличиваться.

В отверстии скорость газа возрастает. За отверстием, когда газ опять течет по полному сечению, скорость вновь понижается, а давление повышается, но до начального значения оно не доходит; некоторое изменение скорости произойдет в связи с увеличением удельного объема газа от уменьшения давления.

Дросселирование, как указывалось, является необратимым процессом, при котором всегда происходит увеличение энтропии и уменьшение работоспособности рабочего тела.

### **Уравнение процесса дросселирования**

Пусть на участке трубопровода имеется суженное отверстие (рис. 8.1). Сечения  $I - I$  и  $II - II$  в трубопроводе закрыты невесомыми поршнями, которые могут перемещаться без трения. На поршень  $1$  площадью  $A_1$  действует давление  $p_1$ , а на поршень  $2$  площадью  $A_2$  действует давление  $p_2$ , причем  $p_1 > p_2$ . Трубопровод не имеет теплообмена с внешней средой.

При перемещении газа через отверстие поршень  $1$  переместится в положение  $1'$ , а поршень  $2$  – в положение  $2'$ , при этом поршень  $1$  совершит путь  $s_1$ , а поршень  $2$  – путь  $s_2$ . Для перемещения газа необходимо затратить работу  $p_1 s_1 A_1$  или  $p_1 v_1$ . Часть этой работы  $p_2 s_2 A_2$  или  $p_2 v_2$ , будет израсходована на преодоление силы  $p_2$ , а разность работ  $p_1 v_1 - p_2 v_2$  вызовет изменение энергии рабочего тела.

Если начальная скорость газа  $w_1$  и внутренняя энергия  $u_1$ , конечная скорость  $w_2$  и внутренняя энергия  $u_2$ , то:

$$p_1 v_1 - p_2 v_2 = u_2 - u_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}. \quad (8.1)$$

При условии, что скорости  $w_1$  и  $w_2$  мало отличаются друг от друга, изменением внешней кинематической энергии можно пренебречь и считать  $w_2^2/2 - w_1^2/2 = 0$ , отсюда:

$$(u_1 + p_1 v_1) - (u_2 + p_2 v_2) = 0,$$

или

$$h_1 - h_2 = 0 \text{ и } h_1 = h_2. \quad (8.2)$$

Полученное равенство (8.2) показывает, что *энтальпия в результате процесса дросселирования не изменяется*. Этот вывод к промежуточным состояниям газа неприменим. В сечениях у отверстия энтальпия не остается постоянной величиной, т. е. процесс дросселирования нельзя отождествлять с изоэнтальпическим процессом. Энтальпия вещества при дросселировании в промежуточных состояниях этого процесса изменяется, но результат дросселирования не зависит даже от того, за счёт чего оно происходит, вызвано ли оно клапаном, диафрагмой, пористой перегородкой и т.п. Равенство (8.2) справедливо только для сечений, достаточно удаленных от сужения.

Выше указывалось, что энтальпия идеального газа является однозначной функцией температуры. Отсюда следует, что в результате дросселирования идеального газа температура его не изменяется ( $T_1 = T_2$ ).

*В результате процесса дросселирования реального газа энтальпия для начальных и конечных значений остается одинаковой, энтропия и объем увеличиваются, давление падает, а температура может увеличиваться, уменьшаться или же в частном случае остаться без изменения.*



Потерю эксергии в этом процессе можно рассчитать по известной формуле Гюи–Стодолы:

$$\nabla e = e_1 - e_2 = T \cdot \Delta s_c, \quad (8.3)$$

где  $\Delta s_c = (s_2 - s_1)$ , так как процесс дросселирования адиабатный, то изменение энтропии системы равно изменению энтропии самого вещества.

Энтальпия идеального газа является функцией только температуры. Так как энтальпия в результате адиабатного дросселирования не изменяется, не изменяется и температура идеального газа в этом процессе. Поэтому для идеальных газов можно воспользоваться изотермическим процессом при определении параметров в начале и конце процесса дросселирования:

$$T_2 = T_1, \quad p_2 v_2 = p_1 v_1, \quad s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (8.4)$$

### **Исследование процесса дросселирования Эффект Джоуля–Томсона**

В каждом реальном газе имеются силы притяжения между молекулами, и если газ расширяется, то на увеличение расстояния между частицами или на изменение внутренней потенциальной энергии тела всегда затрачивается работа, что связано с изменением температуры.

*Отношение изменения температуры реального газа при дросселировании без подвода и отвода теплоты и без совершения внешней работы к изменению давления в этом процессе называется эффектом Джоуля–Томсона. Это явление было открыто Джоулем и Томсоном опытным путем в 1852 г.*

Для идеального газа эффект Джоуля–Томсона равен нулю, так как температура газа в результате процесса дросселирования не изменяется. Следовательно, изменение температуры реального газа при дросселировании определяется отклонением свойств реальных газов от идеального, что обусловлено действием межмолекулярных сил.

Процесс дросселирования рабочего тела сопровождается затратой или совершением внешней работы (работы проталкивания)  $p_2 v_2 - p_1 v_1$ . При этом произведение  $p_2 \cdot v_2$  характеризует работу, затраченную телом на вытеснение среды, а произведение  $p_1 \cdot v_1$  – работу среды над рабочим телом. Так как при дросселировании конечное давление  $p_2$  всегда меньше начального  $p_1$ , а удельный объем  $v_2$  всегда больше  $v_1$ , то разность  $p_2 v_2 - p_1 v_1$  в общем случае может быть положительной или отрицательной и в частном случае равной нулю.

Поскольку для адиабатного процесса дросселирования справедливо равенство  $h_1 = h_2$ , т. е.:

$$u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2 \text{ или } u_1 - u_2 = p_2 v_2 - p_1 v_1,$$

то отсюда следует, что внешняя работа (работа проталкивания) в этом процессе совершается за счет убыли внутренней энергии тела.

Внутренняя энергия реального газа вследствие наличия межмолекулярных сил состоит из двух частей: кинетической составляющей, являющейся функцией

только температуры, и потенциальной составляющей, определяемой положением молекул и зависящей кроме температуры еще и от объема.

При дросселировании потенциальная составляющая внутренней энергии вследствие увеличения объема всегда возрастает.

Если бы  $p_2 v_2 - p_1 v_1 = 0$  и, следовательно,  $u_1 - u_2 = 0$ , а потенциальная составляющая внутренней энергии увеличилась бы, то кинетическая составляющая должна при этом уменьшиться. Такой процесс дросселирования будет сопровождаться охлаждением газа ( $T_2 < T_1$ ).

Еще большее охлаждение реального газа будет при положительной внешней работе, т. е. когда  $p_2 v_2 > p_1 v_1$  и  $u_2 < u_1$ . В этом случае понижение температуры обусловлено не только возрастанием потенциальной составляющей внутренней энергии, но и совершением газом внешней работы (также за счет внутренней энергии).

В большинстве практических случаев внешняя работа имеет отрицательное значение, т. е.  $p_2 v_2 < p_1 v_1$ , или иначе процесс дросселирования, сопровождается затратой внешней работы, идущей на увеличение внутренней энергии газа ( $u_2 > u_1$ ). Если при этом внешняя работа  $p_2 v_2 - p_1 v_1$  по абсолютному значению больше прироста потенциальной составляющей внутренней энергии, то избыток работы пойдет на увеличение ее кинетической составляющей, и газ будет нагреваться ( $T_2 > T_1$ ).

В частном случае абсолютное значение  $p_2 v_2 - p_1 v_1$  в процессе дросселирования может оказаться равным росту потенциальной составляющей внутренней энергии, и при этом кинетическая составляющая останется без изменения, а следовательно, не изменится и температура газа ( $T_2 = T_1$ ). Этот случай называется *инверсией газа*, а температура газа, при которой это происходит, называется *температурой инверсии*  $T_{\text{инв}}$ . Приближенное значение этой температуры определяется из выражения:

$$T_{\text{инв}} \approx 6,75 \cdot T_{\text{к}}, \quad (8.5)$$

где  $T_{\text{к}}$  – критическая температура газа или пара, К.

Следовательно, процесс дросселирования реального газа при температуре инверсии внешне не отличается от дросселирования идеального газа.

Если при  $p_2 v_2 < p_1 v_1$  абсолютное значение внешней работы меньше возрастания потенциальной составляющей внутренней энергии в процессе дросселирования, то кинетическая составляющая несколько уменьшится, т. е. газ будет охлаждаться. Следовательно, при отрицательной внешней работе могут быть случаи дросселирования, когда температура реального газа увеличивается, остается без изменения и уменьшается.

Различают эффекты дросселирования: *дифференциальный температурный*, при котором давление и температура изменяются на бесконечно малую величину, и *интегральный температурный*, когда давление и температура изменяются на конечную величину.

Если давление газа уменьшается на бесконечно малую величину  $dp$ , то происходит бесконечно малое изменение температуры:

$$dT_i = \alpha_i dp_i \text{ или } \alpha_i = (\partial T / \partial p)_i. \quad (8.6)$$

Величину  $\alpha_i$  называют *дифференциальным температурным эффектом Джоуля–Томсона*. Значение  $\alpha_i$  определяется из уравнения:

$$dh = c_p dT - [T(\partial v / \partial T)_p - v] dp.$$

Так как при дросселировании  $dh = 0$ , то  $c_p dT = [T(\partial v / \partial T)_p - v] dp$ , откуда

$$\alpha_i = (\partial T / \partial p)_i = \frac{T(\partial v / \partial T)_p - v}{c_p} \quad (8.7)$$

и

$$dT = \left[ \frac{T(\partial v / \partial T)_p - v}{c_p} \right] dp. \quad (8.8)$$

Полученное уравнение (8.6) справедливо для любых веществ. Для идеального газа  $(\partial v / \partial T)_p = R/p = v/T$ , тогда числитель в уравнении (8.6):

$$T(\partial v / \partial T)_p - v = Tv/T - v = 0, \quad (8.9)$$

а уравнение (8.7) принимает вид:

$$\partial T / \partial p = 0 \text{ или } dT = 0 \text{ и } T_1 = T_2. \quad (8.10)$$

Состояние реального газа при адиабатном дросселировании, в котором температурный эффект дросселирования меняет свой знак или в котором дифференциальный эффект *Джоуля–Томсона* равен нулю, называется *точкой инверсии*. Если начальная температура реального газа перед дросселем меньше температуры инверсии, то газ при дросселировании охлаждается, если же начальная температура газа выше температуры инверсии, то газ нагревается.

Для нахождения точки инверсии и условий, при которых имеет место нагревание или охлаждение газа, проанализируем уравнение (8.7).

При дросселировании газа давление всегда уменьшается;  $dp$  имеет отрицательный знак ( $dp < 0$ ); теплоемкость  $c_p$  – величина положительная. Поэтому знак дифференциального эффекта, а, следовательно, и знак  $dT$  зависят от знака выражения  $[T(\partial v / \partial T)_p - v]$  и всегда ему противоположны. Тогда:

- 1) при  $T(\partial v / \partial T)_p - v > 0$   $dT > 0$ ;
- 2) при  $T(\partial v / \partial T)_p - v = 0$   $dT = 0$ ;
- 3) при  $T(\partial v / \partial T)_p - v < 0$   $dT < 0$ .

Второй случай можно использовать для получения уравнения температуры инверсии:

$$T(\partial v / \partial T)_p - v = 0, T_{ин} = v(\partial T / \partial v)_p. \quad (8.11)$$

Это выражение называется *уравнением кривой инверсии*.

Дросселирование при конечных перепадах давлений называют *интегральным эффектом дросселирования Джоуля–Томсона*. Он определяется при интегрировании уравнения (8.7):

$$T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \frac{T(\partial v / \partial T)_{p-v}}{c_p} dp. \quad (8.12)$$

### ***Дросселирование или мятие водяного пара***

Исследование процесса дросселирования (мятия) водяного пара очень наглядно производится по  $h,s$ -диаграмме водяного пара (рис.8.2), в которой процесс мятия можно условно изобразить горизонтальной линией, так как горизонталь есть только вспомогательное построение для нахождения параметров состояния конечной точки и не имеет физического смысла в промежуточных точках.

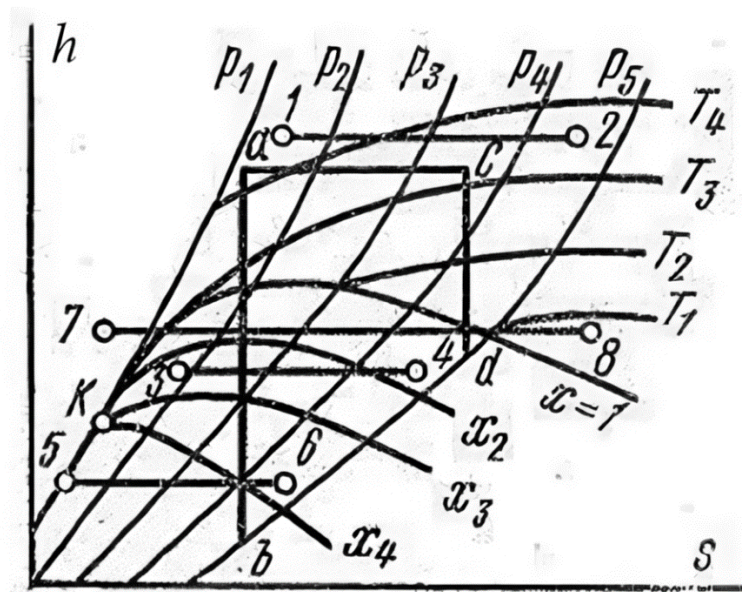


Рисунок 8.2 – Процесс дросселирования (мятия) водяного пара по  $h,s$ -диаграмме

Из диаграммы хорошо видно, что если подвергается мятию перегретый пар (процесс 1-2), то давление и температура уменьшаются, а объем, энтропия и степень перегрева увеличиваются. При мятии пара высокого давления и небольшого перегрева (процесс 7-8) пар сначала переходит в сухой насыщенный, затем во влажный, потом опять в сухой насыщенный и снова в перегретый. При дросселировании кипящей жидкости (процесс 5-6) она частично испаряется с увеличением степени сухости. При дросселировании влажного пара степень сухости его увеличивается (процесс 3-4).

Процесс дросселирования является необратимым процессом, который сопровождается увеличением энтропии. Из предыдущих разделов известно, что с ростом энтропии всегда понижается работоспособность газа или пара, что наглядно видно из диаграммы (рис. 8.2). Пусть водяной пар дросселируется от

состояния  $a$  до  $c$ . От точки  $a$  до давления  $p_5$  разность энтальпий выражается отрезком  $ab$ ; от точки  $c$  разность энтальпий выражается отрезком  $cd$ , который значительно меньше отрезка  $ab$ , т. е. работоспособность пара резко падает. Чем больше мятие пара, тем меньше его работоспособность.

### Задачи к разделу 8

8.1. При адиабатном дросселировании идеального кислорода с начальной температурой  $70^\circ\text{C}$  его давление изменяется от  $p_1 = 10$  бар до  $p_2 = 1$  бар. Расход газа  $10$  кг/с.

**Определить** относительное увеличение удельного объема кислорода в конце процесса  $v_2/v_1$ , изменение энтропии системы и потерю эксергии газа за счет необратимости процесса его дросселирования при  $t_{0c} = 20^\circ\text{C}$ .

#### Решение

Определение изменения объема и энтропии кислорода при дросселировании можно выполнить по формулам изотермического процесса идеального газа, т.к. при  $h_2 = h_1$  для идеального газа  $T_2 = T_1$ :

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{10}{1} = 10 \rightarrow v_2 = 10 \cdot v_1;$$

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{8314}{32} \ln \frac{10}{1} = 598,2 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Процесс дросселирования адиабатный, следовательно, изменение энтропии системы равно изменению энтропии самого вещества, а потерю эксергии в этом процессе можно рассчитать по универсальной формуле Гюи–Стодоль:

$$\nabla E = G \cdot T_{0c} \cdot \Delta s_c = 10 \cdot 293,15 \cdot 0,5982 = 1753 \text{ кВт}.$$

**Ответ:**  $v_2 = 10 \cdot v_1$ ;  $s_2 - s_1 = 598,2 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;  $\nabla E = 1753 \text{ кВт}$ .

8.2. Давление воздуха при движении его по трубопроводу понижается вследствие местных сопротивлений от  $p_1 = 0,8$  МПа до  $p_2 = 0,6$  МПа. Начальная температура воздуха  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ .

**Определить** изменение температуры и энтропии в рассматриваемом процессе. Какова температура воздуха после дросселирования?

#### Решение

Так как с достаточной точностью можно принять, что при дросселировании энтальпия воздуха в начальном и конечном состояниях одинакова, т.е.  $h_2 = h_1$ , то конечную температуру воздуха можно принять равной начальной, т.е.  $t_2 = t_1 = 20^\circ\text{C}$ .

Приращение энтропии можно найти по формуле:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1},$$

и так как для рассматриваемого процесса  $T_2 = T_1$ , то

$$\Delta s = -R \ln \frac{p_2}{p_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2} = 287 \cdot 2,3 \lg \frac{0,8}{0,6} = 82,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

**Ответ:**  $t_2 = t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\Delta s = 82,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

8.3. Водяной пар при  $p_1 = 100$  бар и  $x_1 = 0,65$  адиабатно дросселируется до  $p_2 = 2$  бар.

**Определить** параметры пара после дросселирования  $t_2, v_2, h_2, s_2$ .

**Ответ:**  $t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_2 = 0,71 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ,  $h_2 = 2264 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ,

$s_2 = 6 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$

8.4. Водяной пар при  $p_1 = 50$  бар и  $x_1 = 0,6$  адиабатно дросселируется до давления  $p_2 = 1$  бар.

**Определить** параметры пара после дросселирования:  $t_2, v_2, s_2$ , и изменение его удельной внутренней энергии. Изобразить условный процесс дросселирования в  $T,s$ - и  $h,s$ -диаграммах.

**Ответ:**  $t_2 = 99,61 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_2 = 1,3 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ,  $s_2 = 5,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ,

$\Delta u = -9,5 \text{ кДж}/\text{кг}.$

8.5. В процессе адиабатного дросселирования водяной пар имеет параметры:  $p_2 = 0,1$  бар,  $x_2 = 0,61$ .

**Определить** начальное фазовое состояние  $\text{H}_2\text{O}$  и его температуру, если начальное давление составляет: а)  $p_1 = 100$  бар; б)  $p_1 = 200$  бар.

**Ответ:** а) влажный насыщенный пар  $x_1 = 0,184$ ,  $t_1 = 311 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

б) вода,  $t_1 = 350,6 \text{ }^\circ\text{C}.$

8.6. Водяной пар при  $p_1 = 30$  бар и  $x_1 = 0,95$  адиабатно дросселируется до состояния сухого насыщенного пара ( $x_2 = 1$ ).

**Определить** конечные параметры пара  $p_2, t_2, v_2$ , изменение его температуры и внутренней энергии  $\Delta t, \Delta u$ . Изобразить условный процесс дросселирования в  $p,v$ - и  $T,s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $p_2 = 2,35$  бар,  $t_2 = 125,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_2 = 0,762 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $\Delta t = 108,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta u = 11,2 \text{ кДж}/\text{кг}.$

8.7. **Определить** потерю удельной работы изменения давления потока водяного пара  $\Delta l_0$ , вызванную процессом его дросселирования в регулирующем вентиле, установленном перед соплом, от параметров  $p_1 = 20$  бар и  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

до  $p_2 = 10$  бар, если за вентилем пар обратимо адиабатно расширяется в сопловом канале до давления  $p_3 = 0,05$  бар.

**Ответ:**  $\Delta l_0 = -94,2$  кДж/кг.

8.8. При адиабатном дросселировании 1 кг азота ( $N_2$ ) с начальной температурой  $100^\circ\text{C}$ , его давление изменяется от  $p_1 = 5$  бар до  $p_2 = 1$  бар.

Считая азот идеальным газом с постоянной изобарной теплоемкостью, **определить** увеличение энтропии системы и потерю эксергии за счет необратимости процесса его дросселирования. Температура окружающей среды  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $\Delta S_c = 0,478$  кДж/К,  $\nabla E = 140$  кДж.

8.9. **Определить** удельную эксергию в начале и конце процесса дросселирования потока водяного пара в регулирующем клапане паровой турбины от  $p_1 = 10$  бар и  $t_1 = 350^\circ\text{C}$  до  $p_2 = 6$  бар. Параметры окружающей среды  $p_{oc} = 1$  бар и  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $e_1 = 1017$  кДж/кг,  $e_2 = 950$  кДж/кг.

8.10. Идеальный азот ( $N_2$ ,  $c_p = \text{const}$ ) с параметрами  $p_1 = 10$  бар и  $t_1 = 200^\circ\text{C}$  адиабатно дросселируется до увеличения его удельного объема в два раза.

**Определить** удельную эксергию газа до и после дросселирования, увеличение удельной (на 1 кг газа) энтропии системы и потерю удельной эксергии газа за счет необратимости процесса. Параметры внешней среды  $p_{oc} = 1$  бар и  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $e_1 = 241$  кДж/кг,  $e_2 = 181$  кДж/кг,  $\Delta S_c = 0,206$  кДж/(кг · К),  $\nabla e = 60$  кДж/кг.

8.11. В регулирующем клапане паровой турбины (рис.8.3) водяной пар дросселируется от  $p_o = 120$  бар и  $t_o = 450^\circ\text{C}$  до  $p'_o = 100$  бар.

Считая процесс дросселирования адиабатным, **определить** увеличение энтропии системы и потерю эксергии пара за счет необратимости его дросселирования. Расход пара через турбину  $G = 100$  кг/с. Температура окружающей среды  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $\Delta S_c = 7,37$  кВт/К,  $\nabla E = 2159$  кВт.

8.12. **Определить**, на сколько снижается мощность паровой турбины (рис. 8.3), имеющей параметры водяного пара  $p_o = 60$  бар,  $t_o = 540^\circ\text{C}$  и  $p_k = 0,05$  бар, за счет адиабатного дросселирования пара в регулирующем клапане перед турбиной до  $p'_o = 50$  бар. Расход пара на турбину  $G = 250$  кг/с. Внутренний относительный КПД процесса адиабатного расширения пара в турбины  $\eta_{oi} = 0,8$ .

**Ответ:**  $\Delta W_{Ti} = 4,85$  МВт.

8.13. **Определить** потерю мощности и эксергии потока водяного пара в турбине (рис. 8.3), имеющего параметры  $p_o = 100$  бар,  $t_o = 500$  °C и  $p_k = 0,05$  бар, за счет его дросселирования в регулирующем клапане перед турбиной до  $p'_o = 80$  бар. Расход пара на турбину  $G = 300$  кг/с. Процесс расширения пара в турбине считать обратимым адиабатным. Параметры внешней среды  $p_{oc} = 1$  бар и  $t_{oc} = 20$  °C.

**Ответ:**  $\Delta W_T = 8,4$  МВт,  $\nabla E = 8,35$  МВт.

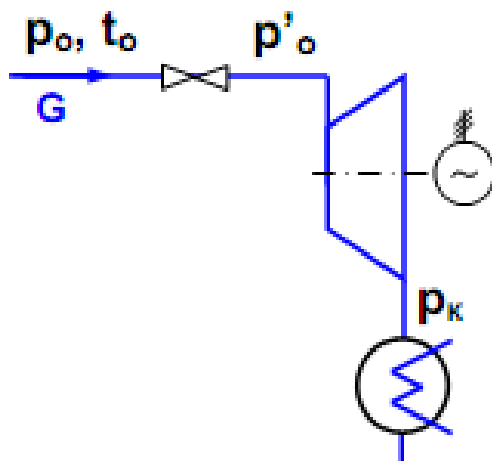


Рисунок 8.3 – Схема ПТУ с дроссельным регулированием расхода пара

8.14. Пар при давлении  $p_1 = 1,2$  МПа и  $x_1 = 0,9$  дросселируется до  $p_2 = 0,1$  МПа.

**Определить** конечную степень сухости пара.

**Ответ:**  $x_2 = 0,96$ .

8.15. До какого давления необходимо дросселировать пар при  $p_1 = 6$  МПа и  $x_1 = 0,96$ , чтобы он стал сухим насыщенным?

**Ответ:**  $p_2 = 0,26$  МПа.

8.16. Пар при давлении  $p_1 = 2$  МПа и  $x_1 = 0,9$  дросселируется до  $p_2 = 0,8$  МПа.

**Определить** состояние пара в конце дросселирования.

**Ответ:**  $x_2 = 0,921$ .



## 9. Смешение газов

При смешении химически невзаимодействующих газов, имеющих различные давления и температуры, обычно приходится определять конечное состояние смеси. При этом различают два случая [1].

1. *Смешение газов при  $V = const$ .* Если суммарный объем, занимаемый газами до и после смешения, остается неизменным и газы до смешения занимают объемы  $V_1, V_2, \dots, V_n$ , м<sup>3</sup> при давлениях  $p_1, p_2, \dots, p_n$  и температурах  $T_1, T_2, \dots, T_n$ , а показатели адиабаты равны  $k_1, k_2, \dots, k_n$ , то параметры смеси определяются по формулам:

$$\text{— температура:} \quad T = \frac{\sum_1^n \frac{p_i V_i}{k_i - 1}}{\sum_1^n \frac{p_i V_i}{(k_i - 1) T_i}}; \quad (9.1)$$

$$\text{— давление:} \quad p = \frac{T}{V} \cdot \sum_1^n \frac{p_i V_i}{T_i}; \quad (9.2)$$

$$\text{— объем:} \quad V = \sum_1^n V_i. \quad (9.3)$$

Для газов, у которых молярные теплоемкости равны, а, следовательно, равны и значения  $k$ , формулы (9.1) и (9.2) принимают вид:

$$T = \frac{\sum_1^n p_i V_i}{\sum_1^n \frac{p_i V_i}{T_i}}; \quad (9.4)$$

$$p = \frac{\sum_1^n p_i V_i}{V}. \quad (9.5)$$

2. *Смешение газовых потоков.* Если массовые секундные расходы смешивающихся потоков равны  $M_1, M_2, \dots, M_n$ , кг/ч; объемные расходы —  $V_1, V_2, \dots, V_n$ , м<sup>3</sup>/ч; давления газов —  $p_1, p_2, \dots, p_n$ ; температуры —  $T_1, T_2, \dots, T_n$ , а показатели адиабаты равны соответственно  $k_1, k_2, \dots, k_n$ , то температуры смеси определяются по формуле:

$$T = \frac{\sum_1^n \frac{k_i}{k_i - 1} p_i V_i}{\sum_1^n \frac{k_i}{k_i - 1} \frac{p_i V_i}{T_i}}. \quad (9.6)$$

Объемный расход смеси в единицу времени при температуре  $T$  и давлении  $p$  составляет:

$$V = \frac{T}{p} \sum_1^n \frac{p_i V_i}{T_i}. \quad (9.7)$$

Для газов, у которых значения  $k$  равны, температуру смеси определяют по формуле (9.4). Если газовые потоки, помимо одинаковых значений  $k$ , имеют также равные давления, то формулы (9.6) и (9.7) принимают вид:

$$T = \frac{\sum_1^n V_i}{\sum_1^n \frac{V_i}{T_i}}; \quad (9.8)$$

$$V = T \sum_1^n \frac{V_i}{T_i}. \quad (9.9)$$

Все уравнения, относящиеся к смешению газов, выведены при условии отсутствия теплообмена с окружающей средой.

### Задачи к разделу 9

9.1. В объеме адиабатно смешиваются два идеальных газа: кислород ( $O_2$ ) и водород ( $H_2$ ). Кислород до смешения занимал объем  $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$  при  $p_1 = 2 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Водород до смешения занимал объем  $V_2 = 1,5 \text{ м}^3$  при  $p_2 = 4 \text{ бар}$ ,  $t_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Считать, что теплообмен со средой отсутствует.

**Определить** параметры смеси:  $t, p$ , изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения и потерю эксергии при температуре внешней среды  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Считать постоянными теплоемкости газов  $c_v$  и  $c_p$ .

#### Решение

1) Определяем массы газов и их массовые доли:

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot 32}{8314 \cdot 293,15} = 1,313 \text{ кг};$$

$$m_2 = \frac{p_2 V_2}{RT_2} = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 2}{8314 \cdot 353,15} = 0,409 \text{ кг};$$

$$g_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{1,313}{1,313 + 0,409} = 0,762; \quad g_2 = 1 - g_1 = 1 - 0,762 = 0,238.$$

2) Определяем удельные массовые изохорные теплоемкости газов:

$$c_{v1} = \frac{R_1}{2} i_1 = \frac{8314}{2 \cdot 32} 5 = 649,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_{v2} = \frac{R_2}{2} i_2 = \frac{8314}{2 \cdot 2} 5 = 10392,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

3) Определяем температуру смеси газов:

$$t_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2}} = \frac{0,762 \cdot 649,5 \cdot 20 + 0,238 \cdot 10392,5 \cdot 80}{0,762 \cdot 649,5 + 0,238 \cdot 10392,5} = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4) Определяем газовую постоянную и давление смеси газов:

$$R_{\text{см}} = g_1 \cdot R_1 + g_2 \cdot R_2 = 0,762 \frac{8314}{32} + 0,238 \frac{8314}{2} = 1187 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$p_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}} R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}} = \frac{1,722 \cdot 1187 \cdot 343,15}{2} = 3,507 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

5) Определяем парциальные давления компонентов смеси газов и увеличения энтропии системы за счет необратимости адиабатного процесса смешения газов:

$$p_{\text{см1}} = \frac{m_1 R_1 T_1}{V_{\text{см}}} = \frac{1,313 \cdot 8314 \cdot 343,15}{32 \cdot 2} = 0,585 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$p = p_{\text{см}} - p_{\text{см1}} = 3,507 - 0,585 = 2,922 \text{ бар};$$

$$\begin{aligned} \Delta S_1 &= c_{p1} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_1} - R_1 \ln \frac{p_{\text{см1}}}{p_1} = \frac{8314}{2 \cdot 32} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{293,15} - \frac{8314}{32} \ln \frac{0,585}{2} \\ &= 462,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta S_2 &= c_{p2} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_2} - R_2 \ln \frac{p_{\text{см2}}}{p_2} = \frac{8314}{2 \cdot 2} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{353,15} - \frac{8314}{2} \ln \frac{2,922}{4} \\ &= 887,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \end{aligned}$$

$$\Delta S_c = m_1 \Delta S_1 + m_2 \Delta S_2 = 1,313 \cdot 462,5 + 0,409 \cdot 887,5 = 970,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

**Ответ:**  $t = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p = 2,922 \text{ бар}$ ;  $\Delta S_c = 970,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

9.2. В объеме адиабатно смешиваются два идеальных газа: двухатомный с  $\mu_1 = 28 \text{ кг/кмоль}$  и трехатомный с  $\mu_2 = 17 \text{ кг/кмоль}$ . Количество и параметры газов:  $m_1 = 2 \text{ кг}$ ,  $p_1 = 6 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_2 = 3 \text{ кг}$ ,  $p_2 = 2 \text{ бара}$ ,  $t_2 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Определить** давление и температуру смеси газов. Считать постоянными теплоемкости газов  $c_v$  и  $c_p$ .

**Ответ:**  $p = 2,29 \text{ бар}$ ,  $t = 192 \text{ }^\circ\text{C}$ .

9.3. В объеме  $V = 1 \text{ м}^3 = \text{const}$ , разделенном пополам перегородкой ( $V_1 = V_2$ ), находятся идеальные газы: в одной половине – азот  $N_2$  при  $p_1 = 1 \text{ бар}$  и  $t_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , в другой – двуокись углерода  $CO_2$  при  $p_2 = 3 \text{ бар}$  и  $t_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Определить** параметры смеси  $p, t, v$ , получившиеся после того, как перегородку убрали. Считать процесс смешения газов адиабатным, а теплоемкости газов  $c_v$  и  $c_p$ , постоянными.

**Ответ:**  $p = 1,99 \text{ бар}$ ,  $t = 218,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v = 0,507 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

9.4. В объеме смешиваются два газа: метан ( $CH_4$ ) и азот ( $N_2$ ). Задано: для метана  $m_1 = 3 \text{ кг}$ ,  $p_1 = 5 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; для азота  $m_2 = 7 \text{ кг}$ ,  $p_2 = 3 \text{ бар}$ ,  $t_2 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ . Считая газы идеальными с жесткими молекулами, а смешение адиабатным, **определить** параметры смеси  $t, p, v$ , изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения и потерю эксергии газов при температуре внешней среды  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $t = 56,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p = 3,5\text{ бар}$ ,  $v = 0,343\text{ м}^3/\text{кг}$ ;  
 $\Delta S_c = 2,76\text{ кДж/К}$ ,  $\nabla E = 808,8\text{ кДж}$ .

9.5.  $2\text{ м}^3$  воздуха при давлении  $0,5\text{ МПа}$  и температуре  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  смешиваются с  $10\text{ м}^3$  воздуха при давлении  $0,2\text{ МПа}$  и температуре  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Определить** давление и температуру смеси после смешения. Считать, что теплообмен со средой отсутствует.

**Ответ:**  $t = 82\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 0,25\text{ МПа}$ .

9.6. В двух разобщенных между собой сосудах  $A$  и  $B$  (рис. 9.1) содержатся следующие газы: в сосуде  $A$  –  $50\text{ л}$  азота при давлении  $p_1 = 2\text{ МПа}$  и температуре  $t_1 = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в сосуде  $B$  –  $200\text{ л}$  углекислого газа при давлении  $p_2 = 0,5\text{ МПа}$  и температуре  $t_2 = 600\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Определить** давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов.

**Ответ:**  $t = 411\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 0,89\text{ МПа}$ .

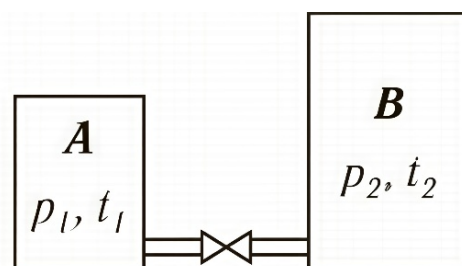


Рисунок 9.1 – К задаче 9.6

9.7. Три разобщенных между собой сосуда  $A$ ,  $B$ ,  $C$  заполнены различными газами. В сосуде  $A$ , имеющем объем  $10\text{ л}$ , находится  $\text{SO}_2$  при давлении  $6\text{ МПа}$  и температуре  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в сосуде  $B$  с объемом  $5\text{ л}$  – азот при давлении  $0,4\text{ МПа}$  и температуре  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а в сосуде  $C$  с объемом  $5\text{ л}$  – азот при давлении  $2\text{ МПа}$  и температуре  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Определить** давление и температуру, которые установятся после соединения сосудов между собой. Считать, что теплообмен со средой отсутствует.

**Ответ:**  $p_2 = 2,18\text{ МПа}$ ;  $t_2 = 118\text{ }^{\circ}\text{C}$

9.8. В сборном газоходе котельных агрегатов в котельной леспромхоза смешиваются уходящие газы трех котлов при давлении  $104\text{ кПа}$ . Газы имеют одинаковый массовый состав:  $\text{CO}_2 = 11,8\text{ } \%$ ;  $\text{O}_2 = 6,8\text{ } \%$ ;  $\text{N}_2 = 75,6\text{ } \%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 5,8\text{ } \%$ . Часовые расходы газов составляют  $V_1 = 7\,100\text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $V_2 = 2\,600\text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $V_3 = 11\,200\text{ м}^3/\text{ч}$ , а температуры газов  $t_1 = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2 = 220\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_3 = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$  соответственно.

**Определить** температуру газов после смешения и их объемный расход через дымовую трубу при этой температуре.

**Ответ:**  $t = 147\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $V = 20\,900\text{ м}^3/\text{ч}$ .

9.9. В газоходе смешиваются три газовых потока, имеющих одинаковое давление, равное  $0,2\text{ МПа}$ . Первый поток представляет собой азот с объемным расходом  $8\,200\text{ м}^3/\text{ч}$  при температуре  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , второй поток – двуокись углерода с расходом  $7\,600\text{ м}^3/\text{ч}$  при температуре  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  и третий поток – воздух с расходом  $6\,400\text{ м}^3/\text{ч}$  при температуре  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Найти** температуру газов после смешения и их объемный расход в общем газоходе.

**Ответ:**  $t = 423\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $V = 23\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ .

9.10. Уходящие газы из трех паровых котлов при давлении 0,1 МПа смешиваются в сборном газоходе и через дымовую трубу удаляются в атмосферу. Объемный состав уходящих газов из отдельных котлов следующий:

- из первого  $\text{CO}_2 = 10,4\%$ ;  $\text{O}_2 = 7,2\%$ ;  $\text{N}_2 = 77,0\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 5,4\%$ ;
- из второго  $\text{CO}_2 = 11,8\%$ ;  $\text{O}_2 = 6,9\%$ ;  $\text{N}_2 = 75,0\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 5,8\%$ ;
- из третьего  $\text{CO}_2 = 12,0\%$ ;  $\text{O}_2 = 4,1\%$ ;  $\text{N}_2 = 77,8\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 6,1\%$ .

Расходы газов составляют  $G_1 = 12000\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ ;  $G_2 = 6500\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ ;  $G_3 = 8400\text{ кг/ч}$ , а температуры газов  $t_1 = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2 = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $t_3 = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$  соответственно.

**Определить** температуру уходящих газов после смешения в сборном газоходе. Принять, что молярные теплоемкости этих газов одинаковые.

**Ответ:**  $t = 164\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

9.11. Два трубопровода водяного пара от двух котлов с параметрами  $p_1 = 25\text{ бар}$ ,  $x_1 = 0,98$  и  $p_2 = 20\text{ бар}$ ,  $t_2 = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$  объединяются в общий трубопровод. Массовая производительность первого котла в два раза больше производительности второго котла ( $G_1/G_2 = 2$ ). Давление пара после смешения  $p = 20\text{ бар}$ .

**Определить** параметры пара после адиабатного его смешения:  $h$ ,  $t$ ,  $s$  и потерю удельной эксергии пара на 1 кг смеси при температуре внешней среды  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Ответ:**  $h = 2888\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ,  $t = 244\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $s = 6,518\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}$ ,  
 $\nabla e = 22,7\text{ кДж/кг}$ .

9.12. Происходит адиабатное смешение двух потоков идеальных газов: метан  $\text{CH}_4$  с  $t_1 = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $p_1 = 30\text{ бар}$  и кислород  $\text{O}_2$  с  $t_2 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $p_2 = 30\text{ бар}$ .

Соотношение массовых расходов газов  $G_1:G_2 = 1:4$ . Давление газа после смешения  $p = 30\text{ бар}$ .

Считая постоянными теплоемкости газов  $c_v$  и  $c_p$ , **определить** температуру смеси газов и возрастание энтропии системы за счет необратимости процесса смешения в расчете на 1 кг смеси.

**Ответ:**  $t = 17,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta S_c = 0,197\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ .

9.13. В трубопроводах адиабатно смешиваются два потока водяного пара (рис. 9.2): 1-й – с  $p_1 = 40\text{ бар}$  и  $t_1 = 370\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2-й – с  $p_2 = 1\text{ бар}$  и  $x_2 = 0,95$ . Соотношение расходов  $G_1:G_2 = 2:3$ , давление пара после смешения 1 бар.

**Определить** температуру смеси и возрастание энтропии системы за счет необратимости процесса смешения в расчете на 1 кг смеси.

**Ответ:**  $t = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta S_c = 0,763\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ .

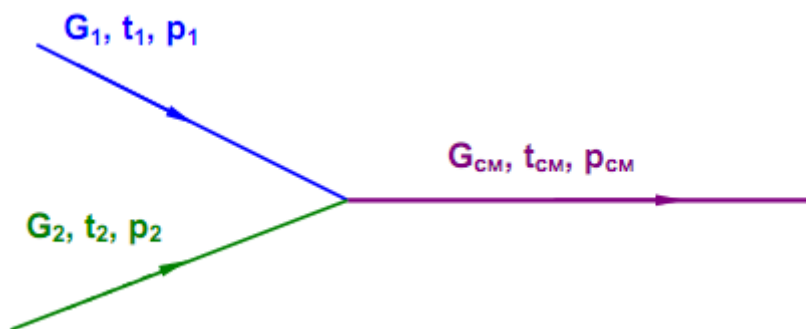


Рисунок 9.2 – Схема процесса смешения потоков веществ

9.14. В коллекторе смешиваются 3 потока водяного пара (рис. 9.3) с параметрами:  $p_1 = 30$  бар и  $t_1 = 400$  °С,  $p_2 = 27$  бар и  $x_2 = 0,97$ ,  $p_3 = 25$  бар. Из коллектора пар уходит с параметрами  $p = 25$  бар,  $t = 300$  °С. Массовые расходы газов:  $G_1 = 12$  кг/с,  $G_2 = 8$  кг/с,  $G_3 = 10$  кг/с.

**Определить** температуру третьего потока  $t_3$  и увеличение энтропии системы  $\Delta S_c$ , считая процесс смешения адиабатным.

**Ответ:**  $t_3 = 280$  °С,  $\Delta S_c = 7,74$  кВт/К.

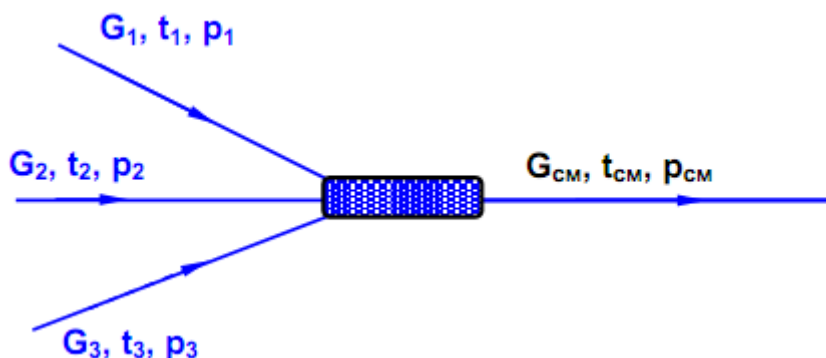


Рисунок 9.3 – Схема процесса смешения потоков веществ

## 10. Круговые процессы. Тепловые машины

Циклом или круговым (циклическим) процессом называется процесс, в котором термодинамическая система (рабочее тело), претерпев ряд последовательных изменений, возвращается в исходное состояние [1].

Таким образом, все параметры (давление, температура и удельный объем) и функции состояния (внутренняя энергия, энтальпия и энтропия), изменяясь во время цикла, в конце принимают свое первоначальное значение. Соответственно на диаграммах состояния в координатах  $p, v$  – и  $T, s$  – круговой процесс изображается замкнутой кривой (рис. 10.1 и 10.2).

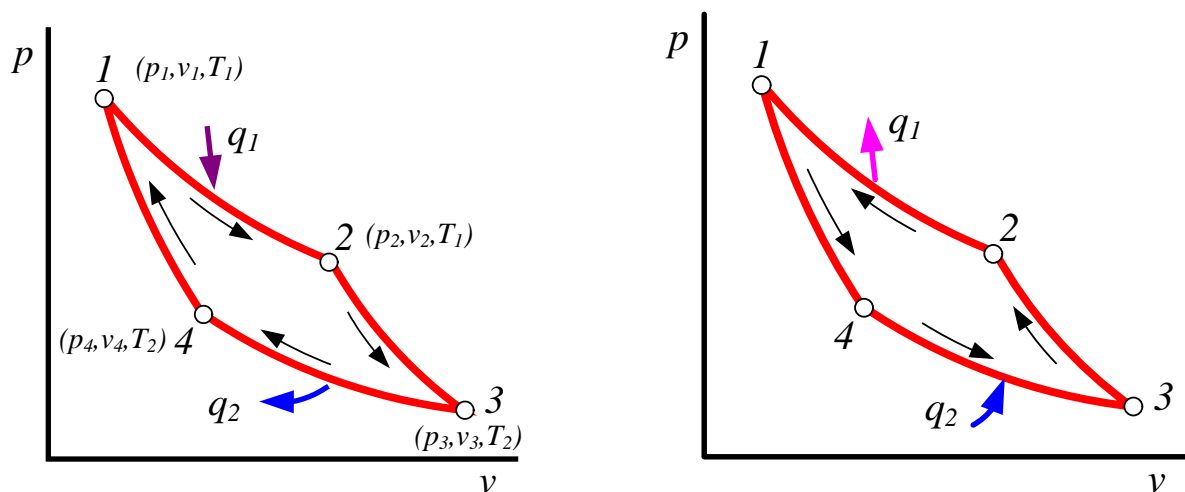


Рисунок 10.1 – Прямой и обратный циклы Карно на  $p, v$ -диаграмме

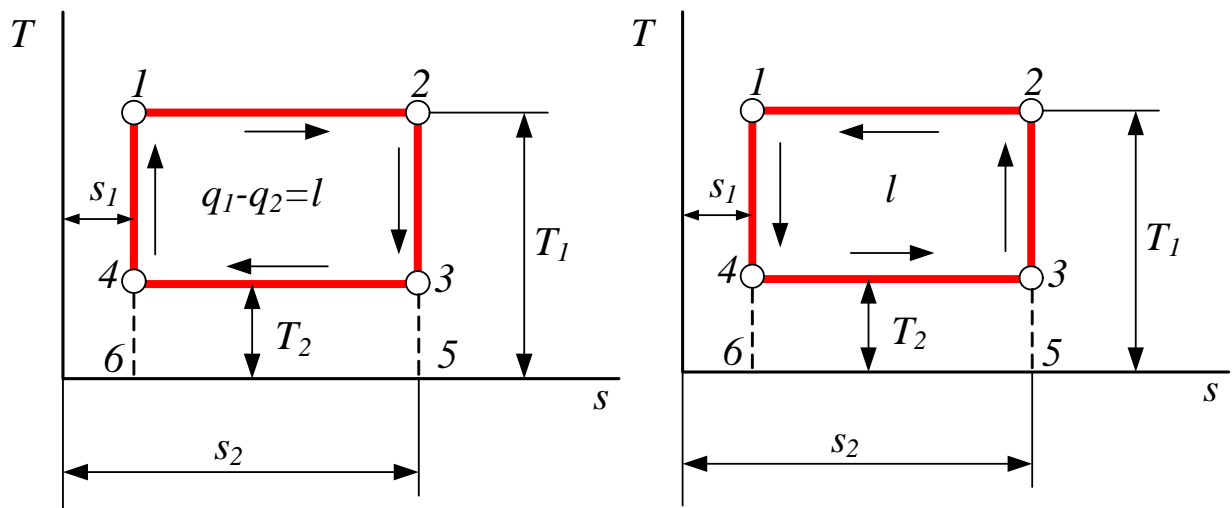


Рисунок 10.2 – Прямой и обратный циклы Карно на  $T, s$ -диаграмме

То, что внутренняя энергия рабочего тела в конце кругового процесса становится равной своему начальному значению, позволяет Первый закон термодинамики для круговых процессов записать в виде:

$$u_2 - u_1 = q_{\text{ц}} - l_{\text{ц}},$$

т.к.  $u_2 = u_1$  будем иметь:

$$q_{\text{ц}} = l_{\text{ц}}, \quad (10.1)$$

где  $u_1$  и  $u_2$  – значение удельной внутренней энергии рабочего тела в начале и конце кругового процесса, Дж/кг;  $q_{\text{ц}}$  – суммарная за цикл удельная теплота, равная разности между теплотой, подводимой к рабочему телу ( $q_1$ ) на одних этапах кругового процесса и отводимой ( $q_2$ ) на других (отметим, что  $q_{\text{ц}}$  всегда меньше  $q_1$ );  $l_{\text{ц}}$  – суммарная за цикл удельная работа, совершенная рабочим телом, Дж/кг.

Соотношение (10.1) – это первый закон термодинамики для круговых процессов.

На практике циклы бывают *прямыми* и *обратными*.

Циклы, в которых благодаря подводу теплоты совершается работа, называются *прямыми*. Они реализуются, например, в двигателях внутреннего сгорания (ДВС). Т. е. процессы, реально происходящие внутри ДВС, моделируются с помощью прямых циклов.

Циклы, для осуществления которых затрачивается работа, называются *обратными*. Они реализуются, например, в холодильниках.

При термодинамическом анализе прямых циклов рассматриваются тепловые машины, которыми называются системы, осуществляющие превращение теплоты в работу. Необходимыми элементами такой термодинамической тепловой машины являются: теплоотдатчик, теплоприемник и рабочее тело, поочередно приводимое в тепловой контакт с каждым из них. Эффективность тепловой машины характеризуется термическим КПД цикла, который в ней реализуется.

*Термический КПД* – это отношение работы, совершаемой рабочим телом за цикл, к подведенной к нему в этом цикле теплоте:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} < 1. \quad (10.2)$$

Работа цикла определяется соотношением:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|, \text{ Дж/кг}, \quad (10.3)$$

где  $q_1$  – подведенная теплота, Дж/кг;  $|q_2|$  – абсолютное значение отведенной теплоты, Дж/кг. Обычно знак модуля не пишется.

В непрерывно действующей тепловой машине (тепловом двигателе) невозможно превращать всю теплоту, подводимую к рабочему телу от теплоотдатчика, в работу, так как часть этой теплоты обязательно должна быть отдана теплоприемнику. В результате этого значения термического КПД –  $\eta_t$  любого прямого цикла всегда меньше единицы. Показатели работы цикла *Карно* приведены в таблице 10.1.



Таблица 10.1 – Показатели работы цикла *Карно*

Характеристика цикла	Подведенная $q_1$ и отведенная $q_2$ теплота, Дж/кг	Термический КПД цикла $\eta_t$
Прямой цикл <i>Карно</i> , рисунок 10.1 и 10.2	$q_1 = RT_{max} \ln \frac{v_2}{v_1};$ $q_2 = RT_{min} \ln \frac{v_3}{v_4};$	$\eta_t = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$
Обратный цикл <i>Карно</i> , рисунок 10.1 и 10.2	$q_1 = q_2 - l$	$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}}$

**Задачи к разделу 10**

10.1. 1 кг воздуха совершает цикл Карно (см. рис. 10.2) в пределах температур  $t_1 = 627^\circ\text{C}$  и  $t_3 = 27^\circ\text{C}$ , причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наинизшее – 0,1 МПа.

**Определить** параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведенной и отведенной теплоты.

**Решение****Точка 1:**

$$p_1 = 6 \text{ МПа}; T_1 = 900 \text{ К.}$$

Удельный объем газа находим из характеристического уравнения:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 900}{6 \cdot 10^6} = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

**Точка 2:**

$$T_2 = 900 \text{ К.}$$

Из уравнения адиабаты (линия 2-3):

$$\frac{p_2}{p_3} = \left( \frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 3^{\frac{1,4}{0,4}} = 46,8;$$

$$p_2 = 0,1 \cdot 46,8 = 4,68 \text{ МПа.}$$

Из уравнения изотермы (линия 1-2):

$$p_1 v_1 = p_2 v_2$$

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:**

$$p_3 = 0,1 \text{ МПа}; T_3 = 300 \text{ К;}$$

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \cdot 300}{0,1 \cdot 10^6} = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

**Точка 4:**

$$T_4 = 300 \text{ К;}$$

Из уравнения адиабаты (линия 4-1) имеем:

$$\frac{p_1}{p_4} = \left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 3^{\frac{1,4}{0,4}} = 4,68;$$
$$p_4 = \frac{p_1}{4,68} = 0,128 \text{ МПа.}$$

Из уравнения изотермы (линия 3-4):

$$p_3 v_3 = p_4 v_4;$$

получаем

$$v_4 = \frac{p_3 v_3}{p_4} = \frac{0,1 \cdot 0,861}{0,128} = 0,671 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

Подведенное количество теплоты

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

Отведенное количество теплоты

$$q_2 = RT_3 \ln \frac{v_3}{v_4} = 2,303 \cdot 0,287 \cdot 300 \lg \frac{0,861}{0,671} = 21,5 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = 63,6 - 21,5 = 42,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Для проверки можно воспользоваться формулой:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{63,6 - 21,5}{63,6} = 0,662.$$

**Ответ:**  $v_1 = 0,043 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; v_2 = 0,055 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; v_3 = 0,861 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; v_4 = 0,671 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$

$$p_2 = 4,68 \text{ МПа}; p_4 = 0,128 \text{ МПа}; \eta_t = 0,667; l_{\text{ц}} = 42,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; q_1 = 63,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_2 = 21,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

10.2. **Определить** термический КПД цикла теплового двигателя и отведенную теплоту, если подведенная теплота равна 50 кДж, а полезная работа 20 кДж. Как изменится термический КПД в случаях:

1)  $Q_1 = 25 \text{ кДж}; L = 70 \text{ кДж};$  3)  $Q_1 = 30 \text{ кДж}; L = 110 \text{ кДж};$

2)  $Q_1 = 28 \text{ кДж}; L = 90 \text{ кДж};$  4)  $Q_1 = 32 \text{ кДж}; L = 130 \text{ кДж} ?$

**Ответ:**  $\eta_t = 20/50 = 0,4; \eta_{t1} = 25/70 = 0,36; \eta_{t2} = 28/90 = 0,31;$

$$\eta_{t3} = 30/110 = 0,27; \eta_{t4} = 32/130 = 0,25.$$

10.3. **Определить** термический КПД, если в результате осуществления кругового процесса получена работа, равная 80 кДж, а теплоприемнику отдано 50 кДж теплоты.

**Ответ:**  $\eta_t = 80/130 = 0,61$ ;

10.4. К газу в круговом процессе подведено 250 кДж теплоты. Термический КПД равен 0,46.

**Найти** работу, полученную за цикл.

**Ответ:**  $L_{\text{ц}} = 115 \text{ кДж}$ .

10.5. В результате осуществления кругового процесса получена работа, равная 80 кДж, а отдано охладителю 50 кДж теплоты.

**Определить** термический КПД цикла.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,615$ .

10.6. **Определить** термический КПД цикла Карно при температуре теплоотдатчика 2200 °С и теплоприемника 600 °С.

**Ответ:**  $\eta_t = 2200 - 600/2200 = 0,72$ ;

10.7. Насколько **увеличится** термический КПД цикла Карно, если при постоянной температуре теплоотдатчика, равной 2300 °С, температура теплоприемника понизится с 250 до 150 °С?

**Ответ:**  $\eta_{t1} = 2300 - 250/2300 = 0,89$ ;

$\eta_{t2} = 2300 - 150/2300 = 0,93$ ;  $\Delta\eta_t = 0,93 - 0,89 = 0,04 = 4\%$ .

10.8. 1 кг воздуха совершает цикл Карно (см. рис. 10.2) в пределах температур  $t_1 = 327 \text{ °С}$  и  $t_3 = 27 \text{ °С}$ , причем наивысшее давление составляет 2 МПа, а наинизшее – 0,12 МПа.

**Определить** параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведенной и отведенной теплоты.

**Ответ:**  $v_1 = 0,086 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_2 = 0,127 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_3 = 0,717 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_4 = 0,486 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;

$p_2 = 1,36 \text{ МПа}$ ;  $p_4 = 0,18 \text{ МПа}$ ;  $\eta_t = 0,5$ ;  $l_{\text{ц}} = 33,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_1 = 67,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$q_2 = 33,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

10.9. **Сравнить** термический КПД двух циклов Карно. В одном из них теплота подводится при температуре 1800 °С и отводится при 300 °С, а в другом – подводится при 2000 °С, а отводится при 500 °С.

**Ответ:**  $\eta_{t1} = 1800 - 300/1800 = 0,83$ ;

$\eta_{t2} = 1800 - 500/1800 = 0,72$ ;  $\Delta\eta_t = 0,83 - 0,72 = 0,11 = 11\%$ .

10.10. 1 кг воздуха совершает цикл Карно (см. рисунок 10.2) в пределах температур  $t_1 = 250^\circ\text{C}$  и  $t_3 = 30^\circ\text{C}$ , причем наивысшее давление составляет  $p_1 = 1$  МПа, а наинизшее –  $p_3 = 0,12$  МПа.

**Определить** параметры состояния воздуха в характерных точках цикла, работу, термический КПД цикла и количество подведенной и отведенной теплоты.

**Ответ:**  $v_1 = 0,15 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_2 = 0,185 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_3 = 0,725 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $v_4 = 0,59 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  
 $p_2 = 0,81$  МПа;  $p_4 = 0,15$  МПа;  $\eta_t = 0,42$ ;  $l_{\text{ц}} = 18,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_1 = 31,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  
 $q_2 = 18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

10.11. Цикл Карно осуществляется в интервале температур от  $450$  до  $20^\circ\text{C}$ . Подводимая в цикле теплота равна  $380$  кДж/кг.

**Определить** максимальное давление в цикле, термический КПД и полезную работу, если минимальное давление  $0,095$  МПа. Рабочее тело – воздух массой  $1$  кг.

Решить задачу для следующих вариантов:

- 1)  $t_{\text{max}} = 500^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{min}} = 25^\circ\text{C}$ ;  $p_{\text{min}} = 0,10$  МПа;
- 2)  $t_{\text{max}} = 550^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{min}} = 30^\circ\text{C}$ ;  $p_{\text{min}} = 0,105$  МПа;
- 3)  $t_{\text{max}} = 600^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{min}} = 35^\circ\text{C}$ ;  $p_{\text{min}} = 0,10$  МПа;
- 4)  $t_{\text{max}} = 650^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{min}} = 40^\circ\text{C}$ ;  $p_{\text{min}} = 0,115$  МПа.

**Ответ:**

- 1)  $\eta = 0,6145$ ;  $L = 233,51$  кДж;  $p_{\text{max}} = 15,56$  МПа;
- 2)  $\eta = 0,6318$ ;  $L = 240,08$  кДж;  $p_{\text{max}} = 17,33$  МПа;
- 3)  $\eta = 0,6472$ ;  $L = 245,94$  кДж;  $p_{\text{max}} = 17,48$  МПа;
- 4)  $\eta = 0,6609$ ;  $L = 251,14$  кДж;  $p_{\text{max}} = 21,23$  МПа.

10.12. В цикле Карно (рис. 10.2): температура воздуха в точке 3 равна  $227^\circ\text{C}$ , а давление  $980$  кПа, в точке 4 удельный объем  $0,09$  м<sup>3</sup>/кг, в точке 2 температура равна  $927^\circ\text{C}$ .

**Определить** параметры состояния газа в характерных точках цикла, работу газа во всех четырех процессах и всего цикла, подведенную и отведенную теплоту, термический КПД.

**Ответ:**

$$p_1 = 34,23 \text{ МПа}, v_1 = 0,01009 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, T_1 = 1200 \text{ К};$$

$$p_2 = 20,98 \text{ МПа}, v_2 = 0,01642 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, T_2 = 1200 \text{ К};$$

$$p_3 = 0,98 \text{ МПа}, v_3 = 0,14643 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, T_3 = 500 \text{ К};$$

$$p_4 = 1,594 \text{ МПа}, v_4 = 0,09 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, T_4 = 500 \text{ К};$$

$$L_{1-2} = 167,7 \text{ кДж}; L_{2-3} = 502,6 \text{ кДж}; L_{3-4} = -69,87 \text{ кДж};$$

$$L_{4-1} = -502,6 \text{ кДж}; L_{\text{цикла}} = 97,83 \text{ кДж};$$

$$Q_1 = 167,7 \text{ кДж}; Q_2 = -69,87 \text{ кДж};$$

$$\eta = 0,58.$$

10.13. Температура идеального газа при подводе теплоты в цикле Карно равна  $400^\circ\text{C}$ , а температура при отводе теплоты  $15^\circ\text{C}$ .

**Определить** термический КПД цикла, подведенную и отведенную теплоту за 1 ч, если мощность тепловой машины, работающей по этому циклу,  $N = 10 \text{ кВт}$ .

Рассмотреть решение определяемых величин для случаев, если:

- 1)  $t_{\max} = 420^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 20^\circ\text{C}$ ;    3)  $t_{\max} = 460^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 30^\circ\text{C}$ ;
- 2)  $t_{\max} = 440^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 25^\circ\text{C}$ ;    4)  $t_{\max} = 480^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 35^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**

- 1)  $\eta = 0,5772$ ;  $Q_1 = 62370 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 26370 \text{ кДж}$ ;
- 2)  $\eta = 0,5820$ ;  $Q_1 = 61856 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 25856 \text{ кДж}$ ;
- 3)  $\eta = 0,5866$ ;  $Q_1 = 61370 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 25370 \text{ кДж}$ ;
- 4)  $\eta = 0,5910$ ;  $Q_1 = 60914 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 24914 \text{ кДж}$ .

10.14. **Определить** параметры состояния для 1 кг воздуха в характерных точках цикла Карно, работу, термический КПД цикла, подведенную и отведенную теплоту, если:

- 1)  $t_{\max} = 627^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 27^\circ\text{C}$ ;  $p_{\max} = 6 \text{ МПа}$ ;  $p_{\min} = 0,10 \text{ МПа}$ ;
- 2)  $t_{\max} = 327^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 27^\circ\text{C}$ ;  $p_{\max} = 2 \text{ МПа}$ ;  $p_{\min} = 0,12 \text{ МПа}$ ;
- 3)  $t_{\max} = 250^\circ\text{C}$ ;  $t_{\min} = 30^\circ\text{C}$ ;  $p_{\max} = 1 \text{ МПа}$ ;  $p_{\min} = 0,11 \text{ МПа}$ .

**Ответ:**

- 1)  $p_1 = 6 \text{ МПа}$ ;  $v_1 = 0,04305 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $T_1 = 900\text{K}$ ;  $p_2 = 1,5588 \text{ МПа}$ ;  $v_2 = 0,1657 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $T_2 = 900\text{K}$ ;  $p_3 = 0,10 \text{ МПа}$ ;  $v_3 = 0,861 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $T_3 = 300\text{K}$ ;  $p_4 = 0,3849 \text{ МПа}$ ;  $v_4 = 0,2237 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $T_4 = 300\text{K}$ ;  $\eta = 0,6667$ ;  $Q_1 = 347,3 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 115,8 \text{ кДж}$ ;  $L = 231,5 \text{ кДж}$ ;
- 2)  $p_1 = 2 \text{ МПа}$ ;  $v_1 = 0,0861 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_1 = 600\text{K}$ ;  
 $p_2 = 1,3577 \text{ МПа}$ ;  $v_2 = 0,1269 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_2 = 600\text{K}$ ;  
 $p_3 = 0,12 \text{ МПа}$ ;  $v_3 = 0,7175 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_3 = 300\text{K}$ ;  
 $p_4 = 0,17678 \text{ МПа}$ ;  $v_4 = 0,487 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_4 = 300\text{K}$ ;  
 $\eta = 0,5$ ;  $Q_1 = 66,675 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 33,3375 \text{ кДж}$ ;  $L = 33,3375 \text{ кДж}$ .
- 3)  $p_1 = 1 \text{ МПа}$ ;  $v_1 = 0,1501 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_1 = 523\text{K}$ ;  
 $p_2 = 0,7411 \text{ МПа}$ ;  $v_2 = 0,2026 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_2 = 523\text{K}$ ;  
 $p_3 = 0,11 \text{ МПа}$ ;  $v_3 = 0,790 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_3 = 303\text{K}$ ;  
 $p_4 = 0,17678 \text{ МПа}$ ;  $v_4 = 0,487 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $T_4 = 303\text{K}$ ;  
 $\eta = 0,4207$ ;  $Q_1 = 44,4 \text{ кДж}$ ;  $Q_2 = 25,7 \text{ кДж}$ ;  $L = 18,7 \text{ кДж}$ .

10.15. Цикл Карно осуществляется в интервале температур 600 °С и 200 °С, давления в конце изотермического расширения и сжатия равны  $p_2 = p_4 = 0,3$  МПа.

**Определить** параметры состояния в характерных точках и работу цикла, если рабочим телом является воздух.

**Ответ:**

$$p_1 = 2,7 \text{ МПа}; v_1 = 0,0927 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; T_1 = 873\text{K};$$

$$p_2 = 0,3 \text{ МПа}; v_2 = 0,835 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; T_2 = 873\text{K};$$

$$p_3 = 0,0333 \text{ МПа}; v_3 = 4,075 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; T_3 = 473\text{K};$$

$$p_4 = 0,3 \text{ МПа}; v_4 = 0,452 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; T_4 = 473\text{K};$$

$$L = 269,1 \text{ кДж}.$$

10.16. Цикл Карно осуществляется с использованием источников теплоты с температурами 627 °С и 27 °С. Подводимая к рабочему телу теплота 100 кДж/кг. Как изменится КПД цикла, если изотермический процесс подвода теплоты заменить изохорным, условно полагая и этот процесс обратимым? Считать, что температура рабочего тела – воздуха в результате изохорного подогрева повышается до температуры источника, т.е. 627 °С, а теплота, отдаваемая рабочим телом теплоприемнику, в обоих случаях одинакова.

**Ответ:** При замене изотермического подвода теплоты на изохорный, КПД цикла уменьшается с 0,6667 до 0,385. КПД цикла уменьшится на 0,2817 (28,17%).

## 11. Водяной пар

Вода, в зависимости от условий, может находиться в одном из трех фазовых состояний вещества: твердом, жидком и газообразном. В технике часто газовая фаза воды называется *водяным паром* [2].

*Водяной пар* является одним из реальных газов, широко используемых в теплоэнергетике, поэтому исследование его свойств имеет важное практическое значение.

*Паром* называется реальный газ с относительно высокой критической температурой, близкой к состоянию насыщения.

*Парообразованием* называется процесс превращения жидкости в пар.

*Испарением* называется процесс парообразования, происходящий только с поверхности жидкости. Испарение происходит при любой температуре, а его интенсивность зависит от свойств жидкости и температуры. При испарении молекулы жидкости, движущиеся с большими скоростями и оказавшиеся у ее поверхности, преодолевают притяжение соседних молекул, образующих поверхностное натяжение, вылетают из жидкости в окружающую среду. Так как при испарении в жидкости остаются молекулы, движущиеся с меньшими скоростями, температура жидкости уменьшается. Испарение жидкости может быть полным, если над ее поверхностью находится неограниченное пространство.

*Кипением* называется процесс парообразования, протекающий как с поверхности жидкости, так и во всей ее массе. При подводе теплоты к испаряющейся жидкости увеличивается ее температура и интенсивность испарения. При достижении вполне определенной температуры жидкости, зависящей от ее свойств и давления, при котором она находится, наступает парообразование во всей ее массе и у стенок сосуда. Образующийся при кипении пар имеет ту же температуру и давление, что и кипящая жидкость.

*Конденсация* – процесс превращения пара в жидкость, обратный процессу парообразования. Получающаяся при конденсации жидкость называется конденсатом. Он имеет ту же температуру и давление, что и конденсирующийся пар.

*Возгонка* – (сублимация) – процесс превращения вещества из твердого состояния в пар, минуя жидкую фазу. Процесс протекает при давлениях более низких, чем давление в тройной точке – единственной точке, в которой вещество существует в равновесном состоянии одновременно в трех фазах: твердой, жидкой и газообразной. Ниже давления в тройной точке вещество существовать в жидкой фазе не может. Для воды в тройной точке  $p_a = 610,8 \text{ Па}$  (4,6 мм. рт. ст)  $T_a = 273,15 \text{ К}$  ( $t_a = 0,0075 \text{ °C}$ ).

*Десублимация* – процесс превращения пара непосредственно в твердое состояние. Протекает при давлении ниже давления в тройной точке вещества.

Переход вещества из одной фазы в другую называется фазовым переходом. В технике весьма часто приходится встречаться с фазовыми переходами в чистых веществах. В зависимости от давления и температуры чистое вещество может находиться в различных агрегатных состояниях – газообразном, жидком

и твердом. Агрегатные состояния чистого вещества обычно принимают газообразную, жидкую и твердую фазы.

Существует три состояния водяного пара:

- влажный насыщенный водяной пар;
- сухой насыщенный водяной пар;
- перегретый водяной пар.

Двухфазную смесь жидкость-пар в состоянии насыщения называют влажным насыщенным водяным паром.

*Насыщенный пар* – пар, находящийся в динамическом и термодинамическом равновесии с жидкостью, из которой он образуется. При испарении жидкости в ограниченное пространство одновременно происходит и обратное явление – конденсация пара. Вызывается это тем, что некоторые молекулы, движущиеся в паровом пространстве, ударяются о поверхность жидкости и возвращаются в неё обратно. В некоторый момент, когда число молекул, вылетающих из жидкости, станет равным числу молекул, возвращающихся в неё обратно, в системе наступит динамическое равновесие. При этом равновесии в паровом пространстве будет находиться максимально возможное число молекул. Такой пар будет иметь максимальную плотность. Температура насыщенного пара зависит от давления среды, в которой происходит кипение. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные высокодисперсные (мельчайшие) частицы жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*. Состояние сухого насыщенного пара определяется только одним параметром – или давлением, или удельным объемом, или температурой.

Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высокодисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется *влажным насыщенным паром*.

Масса влажного насыщенного водяного пара равна сумме жидкости и сухого пара:

$$m = m_{\text{ж}} + m_{\text{п}}, \quad (11.1)$$

где  $m_{\text{ж}}$  – масса жидкости, кг;  $m_{\text{п}}$  – масса пара, кг.

Отношение массы сухого насыщенного пара к суммарной массе влажного насыщенного пара (смеси пар-жидкость) обозначается  $x$  и называется массовой долей сухого насыщенного пара, или *степенью сухости пара*, или *паросодержанием*:

$$x = \frac{m_{\text{п}}}{m}, \quad (11.2)$$

где  $m = m_{\text{ж}} + m_{\text{п}}$  – масса влажного пара, кг.

Степень сухости изменяется в пределах от нуля до единицы  $0 \leq x \leq 1$ . При  $x = 0$  вода находится в состоянии кипящей жидкости, а при  $x = 1$  – в состоянии сухого насыщенного водяного пара.

Отношение массы жидкости к массе влажного насыщенного водяного пара называют *степенью влажности*:



$$y = 1 - x = \frac{m_{\text{ж}}}{m}. \quad (11.3)$$

Состояние влажного пара определяется двумя величинами: температурой или давлением и каким-либо другим параметром, например степенью сухости пара. Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать. Пар, поручаемый в этом процессе, называется *перегретым*. Перегретый пар имеет при данном давлении более высокую температуру и удельный объем, чем сухой насыщенный пар. Перегретый пар над поверхностью жидкости получить нельзя. Температура перегретого пара, так же, как и газа, является функцией объема и давления.

Перегретый пар является ненасыщенным, так как при данном давлении удельный объем перегретого пара больше удельного объема сухого насыщенного пара, а плотность меньше. Он по своим физическим свойствам приближается к газу и тем ближе, чем выше степень перегрева. Разность между температурами перегретого пара и насыщенного одинакового давления называется *степенью перегрева* ( $t - t_{\text{н}}$ , при  $p = \text{const}$ )

Определение фазового состояния и значений параметров состояния выполняют по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [5].

Таблицы свойств воды и водяного пара построены путем аппроксимации экспериментальных данных, полученных для базовых точек  $p - t$  пространства. В таблицах I и II [5] приведены значения удельных объемов, энтальпии и энтропии жидкости и пара на линии насыщения и значения удельной теплоты парообразования. Указанные величины приведены в зависимости от температуры [5, таблица I] и в зависимости от давления [5, таблица II].

Значения удельных объемов, энтальпии и энтропии для воды и перегретого пара приведены в зависимости от температуры по изобарам в таблице III [5].

В таблицах не приведено значение внутренней энергии, поэтому внутреннюю энергию рассчитывают по формуле:

$$u = h - p \cdot v, \quad (11.4)$$

где  $h$  – энтальпия, кДж/кг;  $p$  – давление, кПа;  $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг.

Экспериментально найденные свойства воды и водяного пара оформлены в виде 6-ти таблиц:

Таблица 1. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (аргумент – температура) – Приложение 2 таблица П.2.1;

Таблица 2. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (аргумент – давление) – Приложение 2 таблица П.2.2;

Таблица 3. Термодинамические свойства воды и перегретого пара – Приложение 2 таблица П.2.3;

Таблица 4. Истинная массовая изобарная теплоемкость воды и водяного пара – Приложение 2 таблица П.2.4;

Таблица 5. Динамическая вязкость воды и водяного пара;

Таблица 6. Теплопроводность воды и водяного пара.

На основе данных, приведенных в таблицах термодинамических свойств воды и водяного пара, построены диаграммы, которые наглядно показывают области воды, влажного насыщенного водяного пара и перегретого пара.

Кроме этого, при помощи диаграмм можно изображать процессы изменения состояния воды и водяного пара и проводить инженерные расчеты циклов теплоэнергетических установок.

### ***$p, v$ -диаграмма воды и водяного пара.***

Рассмотрим три наиболее используемые в термодинамических расчетах диаграммы воды и водяного пара, построенные в координатах: давление-удельный объем ( $p, v$ -), абсолютная температура-удельная энтропия ( $T, s$ -) и удельная энтальпия-удельная энтропия ( $h, s$ -). Фазовые диаграммы  $p, v$  -,  $T, s$ - и  $h, s$ - изображены на рисунках 11.1, 11.2 и 11.3 соответственно.

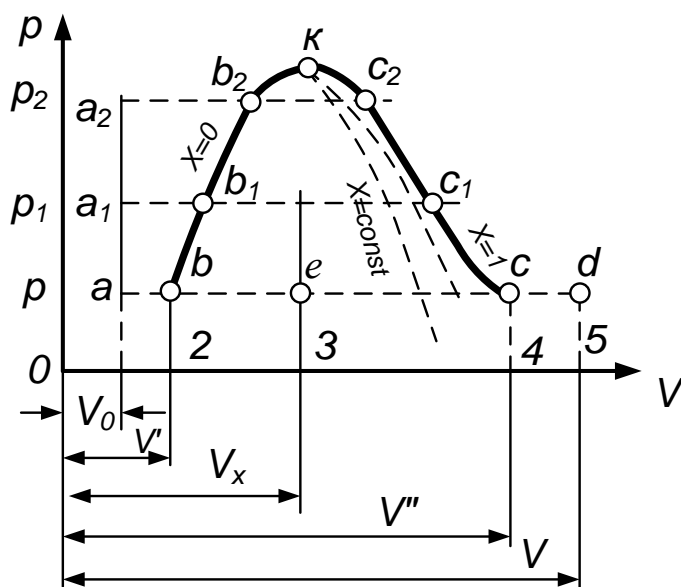


Рисунок 11.1 –  $p, v$ -диаграмма водяного пара

Рассмотрим процесс получения перегретого пара при постоянном давлении  $p$  в  $p, v$ -диаграмме (рис. 11.1). Введем следующие обозначения:

$v_0, v'$  – удельный объем воды соответственно при  $0^\circ\text{C}$  и при температуре кипения;

$v_x, v'', v$  – удельный объем соответственно влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.

Проведем на  $p, v$ -диаграмме изобару (линия постоянного давления)  $p = \text{const}$ , и пусть точка  $a$  на ней характеризует состояние воды при температуре  $0^\circ\text{C}$ . При подводе к ней теплоты ее температура будет увеличиваться и при достижении вполне определенного ее значения, зависящего от давления, вода закипит.

Состояние кипящей воды характеризуется точкой  $b$  – удельным объемом  $v'$ . При дальнейшем подводе теплоты к кипящей воде происходит процесс парообразования. В точке  $c$  кипящая вода полностью испарится и превратится в сухой насыщенный пар с удельным объемом  $v''$ . При дальнейшем подводе

теплоты пар будет перегреваться. Его состояние характеризуется точкой  $d$  – удельным объемом  $v$ .

Таким образом, процесс получения перегретого пара  $a - d$  состоит из трех последовательных процессов:

- изобарного процесса  $a - b$  подогрева воды;
- изобарно-изотермического процесса парообразования  $b - c$ ;
- изобарного процесса перегрева пара  $c - d$ .

Переход жидкости в пар (переход из одной фазы в другую) происходит при механическом и термическом равновесии, т.е. при  $p = \text{const}$  и  $T = \text{const}$ . Следовательно, участок изобары  $b - c$  одновременно является и участком изотермы.

Если процесс парообразования будет происходить при более высоком давлении  $p_1 > p$ , то объем  $v_0$  не изменится, так как вода практически несжимаемая среда; объем кипящей воды  $v'$  увеличится, так как с ростом давления возрастет температура кипения, а объем сухого насыщенного пара уменьшится, так как рост давления сказывается на объеме сильнее, чем температура. Следовательно, при увеличении давления отрезки  $a - b$  (разность объемов  $v' - v_0$ ) увеличиваются, а отрезки  $b - c$  (разность объемов  $v'' - v'$ ) уменьшаются.

Соединив одноименные точки на изобарах различных давлений, получим зависимости удельных объемов среды от давления. Линия  $a - a_1 - a_2$  представляет собой зависимость удельного объема воды при  $0^\circ\text{C}$  от давления  $v_0 = f(p)$ . Так как вода практически несжимаема, то эта линия почти параллельна оси ординат. Она называется *линией холодной воды*. Линия  $b - b_1 - b_2 - K$  представляет собой зависимость объема кипящей воды от давления  $v' = f_1(p)$ . Эта линия называется *нижней пограничной кривой*. Среда на этой кривой находится в состоянии кипящей жидкости со степенью сухости  $x = 0$ . Линия  $c - c_1 - c_2 - K$  есть функция  $v'' = f_2(p)$ . Эта линия называется *верхней пограничной кривой*. В любой точке этой кривой среда находится в состоянии сухого насыщенного пара со степенью сухости  $x = 1$ . В точке  $K$  нижняя и верхняя пограничные кривые пересекаются. В ней кипящая жидкость и сухой насыщенный пар находятся в равновесном состоянии. Параметры состояния вещества в этой точке называются *критическими* и отмечаются индексом «к» (некоторые авторы в этой точке используют индекс «н» – насыщения). Для воды они имеют следующие значения:  $p_k = 221,29 \cdot 10^5 \text{ Па}$  ( $225,65 \text{ кг/см}^2$ );  $t_k = 374,15^\circ\text{C}$ ;  $v_k = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

При температуре  $t > t_k$  среда может существовать только в виде перегретого пара. Таким образом, в  $p, v$ -диаграмме между линиями холодной воды  $a - a_1 - a_2$ , нижней пограничной кривой  $b - b_1 - b_2 - K$  и изотермой  $t_k$  вода находится в жидком не кипящем состоянии.

В области между верхней и нижней пограничными кривыми находятся влажные насыщенные пары. Вправо и вверх от верхней пограничной кривой находятся перегретые пары. Площадь  $a - b - 2 - 1$  под линией процесса  $a - b$  с осью  $v$  дает работу расширения жидкости в процессе ее нагрева  $l = p(v_b - v_a)$ .

Площадь  $b - c - 4 - 2$  под линией  $b - c$  дает работу, затраченную на образование молекул пара из кипящей воды (работу *дисгрегации*), и площадь  $c - d - 5 - 4$  дает работу расширения при перегреве пара. Из точки  $K$  выходят линии постоянной сухости пара  $x = const$ , причем нижняя пограничная кривая соответствует степени сухости  $x = 0$ , верхняя  $x = 1$ .

Если необходимо определить степень сухости пара в точке  $e$  на любой изобаре, то она определится как отношение отрезка  $\overline{be}$  к отрезку  $\overline{bc}$ , т.е. как  $x = \overline{be} / \overline{bc}$ . Удельный объем влажного пара рассчитывается по формуле:

$$v_x = x \cdot v'' + (1 - x)v' = v' + x(v'' - v'). \quad (11.5)$$

Удельный объем воды при  $0^\circ\text{C}$  и различных давлениях принимается равным  $v_0 = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

### ***Расчет параметров состояния воды, насыщенного и перегретого пара с помощью таблиц***

Для определения параметров состояния воды, насыщенного и перегретого пара служат табличные данные. Абсолютное давление насыщенного пара определяет его температуру и наоборот. При этом же давлении вода и перегретый пар могут иметь различную температуру.

Поэтому таблицы воды, насыщенного пара и перегретого пара содержат все необходимые характеристики как функции их абсолютного давления или температуры и приведены в *Приложении 2*.

При использовании табличных данных и с помощью формул можно найти любые параметры и определить характеристики воды или пара в любой области при произвольном давлении  $p < p_k$ , т.е. в точках  $a, b, c, d$  и  $e$ .

(•)  $a$  – соответствует жидкости при  $0^\circ\text{C}$ .

При  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  (или  $T_0 = 273 \text{ K}$ ) получаем:  $u_0 = 0$ ;  $s_0 = 0$ ;  $h_0 = 0$ .

(•)  $b$  – жидкость при температуре насыщения (кипения)  $t_s$  в  $^\circ\text{C}$ .

Значения удельного объема  $v'$ , энтальпии  $h'$ , энтропии  $s'$  выбираются по таблицам П.2.1, П.2.2 *Приложения 2*. Остальные вычисляются по формулам:

– внутренняя энергия (из определения энтальпии)

$$u' = h' - p \cdot v', \text{ кДж/кг}, \quad (11.6)$$

где  $h'$  – удельная энтальпия насыщенной воды. кДж/кг;  $p, v'$  – значения давления, кПа, и удельного объема,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , воды в точке насыщения;

– теплота, затраченная на нагрев жидкости до температуры насыщения (из первого закона термодинамики) для изобарного процесса

$$q' = h' - h_0 = h', \text{ кДж/кг}, \quad (11.7)$$

где  $h_0$  – удельная энтальпия воды при  $0^\circ\text{C}$  и соответствующем давлении. Значение  $h_0$  в практических расчетах небольшое (порядка  $1 \text{ Дж/кг}$ ), и им можно пренебречь.

(•)  $e$  – точка в области ВНП (влажный насыщенный пар).

В этой области вычисляются следующие параметры влажного пара:

– удельный объем (из определения удельного объема и степени сухости  $x$ ):

$$v_x = x \cdot v'' + (1 - x)v' = v' + x(v'' - v'), \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (11.8)$$

где  $v$  – удельный объем влажного пара,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $v'$ ,  $v''$  – удельный объем насыщенной воды и сухого насыщенного пара при данном давлении соответственно,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $x$  – степень сухости влажного насыщенного пара.

Плотность влажного пара:

$$\rho_x = \frac{1}{v_x} = \frac{1}{x \cdot v'' + (1-x)v'} \approx \frac{1}{x \cdot v''} \approx \frac{\rho''}{x}. \quad (11.9)$$

Из (11.8) путем очевидных преобразований можно получить выражение для определения степени сухости  $x$  через известный удельный объем:

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'}; \quad (11.10)$$

– *энтальпия* (по аналогии с формулой (11.8))

$$h_x = h' + (h'' - h') \cdot x = h' + r \cdot x, \text{ кДж/кг}, \quad (11.11)$$

где  $h''$  – удельная энтальпия сухого насыщенного пара,  $\text{кДж/кг}$ ; разность  $(h'' - h') = r$  – называется *теплотой парообразования*,  $\text{кДж/кг}$ ;

– *энтропия* (по аналогии с формулой (11.8)):

$$s_x = s' \cdot (1 - x) + s'' \cdot x = s' + (s'' - s') \cdot x, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \quad (11.12)$$

или (так как из определения энтропии следует, что  $s'' - s' = r/T_s$ ):

$$s_x = s' + \frac{r}{T_s} \cdot x, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (11.13)$$

где  $s''$ ,  $s'$  – удельные энтропии насыщенной воды и сухого насыщенного пара соответственно,  $\text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;  $T_s$  – температура насыщения,  $\text{К}$ ;

– *внутренняя энергия* (из определения энтальпии)

$$u_x = h_x - p \cdot v_x, \text{ кДж/кг}, \quad (11.14)$$

где  $p$  – давление насыщения,  $\text{кПа}$ ;

– *теплота парообразования влажного насыщенного пара*

$$r_x = x \cdot r, \text{ кДж/кг}; \quad (11.15)$$

– *влажность*

$$y = 1 - x. \quad (11.16)$$

(•)  $s$  – *СНП* (сухой насыщенный пар,  $x = 1$ ).

Значения  $v''$ ,  $h''$ ,  $s''$  определяются по таблице П.2.2 Приложения 2 при заданном давлении или вычисляются по формулам (11.8) – (11.14) при значении  $x = 1$ :

– *энтальпия*

$$h'' = h' + r, \text{ кДж/кг}; \quad (11.17)$$

– *энтропия*

$$s'' = s' + \frac{r}{T_s}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad (11.18)$$

– внутренняя энергия

$$u'' = h'' - p \cdot v'', \text{ кДж/кг;} \quad (11.19)$$

– теплота парообразования сухого насыщенного пара:

$$r = h'' - h', \text{ кДж/кг.} \quad (11.20)$$

(•) *d* – ПП (перегретый пар).

Значения  $v$ ,  $h$ ,  $s$  определяются по таблице П.2.3 Приложения 2 по температуре перегрева  $t_{\text{пп}}$ . Остальные вычисляются по формулам:

– внутренняя энергия

$$u = h - p \cdot v, \text{ кДж/кг;} \quad (11.21)$$

– теплота перегрева

$$q = h - h'', \text{ кДж/кг,} \quad (11.22)$$

где  $h$  – удельная энтальпия перегретого пара, кДж/кг;  $v$  – удельный объем перегретого пара, м<sup>3</sup>/кг.

### ***T,s-диаграмма воды и водяного пара***

Кроме  $p,v$ -диаграммы в термодинамике находит широкое применение тепловая  $T,s$ -диаграмма воды и водяного пара.

Как известно, каждое состояние среды изображается в виде точки как в  $p,v$ -диаграмме, так и в  $T,s$ -.  $T,s$ -диаграмма (рис. 11.2) строится по данным таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара. За начало отсчета энтропии в  $T,s$ -диаграмме принимается точка с координатами  $s_0 = 0$  и  $T_0 = 273,15 \text{ K}$ .

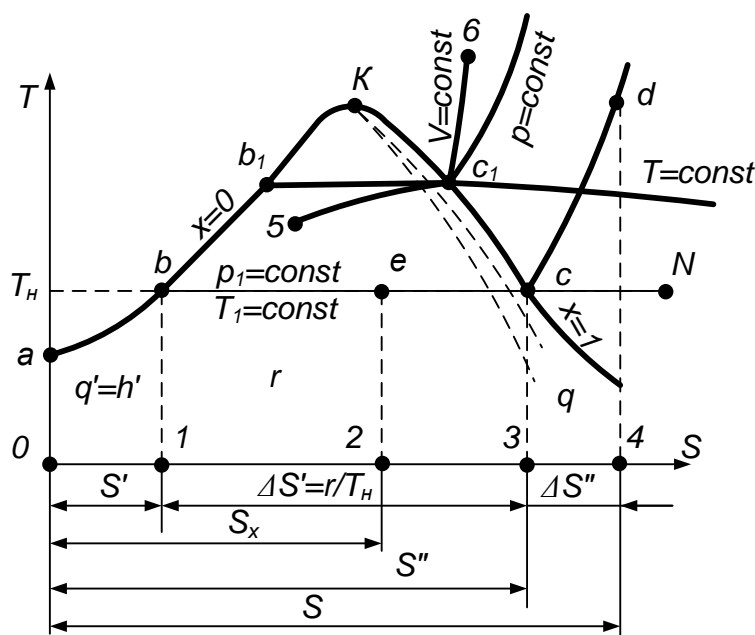


Рисунок 11.2 –  $T,s$ -диаграмма водяного пара

При этих условиях линия холодной воды в  $T,s$ -диаграмме изображается точкой  $a$ , нижняя пограничная кривая линией  $a - b - b_1 - K$ , а верхняя пограничная кривая линией  $K - c_1 - c$ . Критическая точка  $K$  располагается на пересечении верхней и нижней пограничных кривых. Из неё находят линии постоянной сухости  $x = const$ .

Отрезок  $ab$  на нижней пограничной кривой представляет собой изобару подогрева жидкости. Площадь  $a - b - 1 - 0$  под линией процесса  $ab$  дает теплоту  $q' = h'$  (энтальпия), затраченную на подогрев воды от  $0^\circ\text{C}$  до температуры кипения (насыщения  $T_k$ ) в точке  $b$ .

Изобарно-изотермический процесс парообразования в  $T,s$ -диаграмме изображается прямой  $bc$ . На этом участке изобара  $p = const$  сливается с изотермой  $T = const$ . Фазовый переход воды в пар всегда происходит при механическом и термическом равновесии. Площадь  $b - c - 3 - 1$  дает теплоту  $r$ , затраченную на превращение 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар – теплоту парообразования.

Линия  $cd$  представляет собой изобарный процесс перегрева пара. Площадь  $c - d - 4 - 3$  дает теплоту  $q$ , затраченную на перегрев 1 кг сухого насыщенного пара до состояния точки  $d$ . Следовательно, для получения 1 кг перегретого пара в состоянии точки  $d$  требуется затратить теплоту, равную сумме теплот:

$$q' + r + q = \lambda. \quad (11.23)$$

Это суммарное количество теплоты, содержащееся в 1 кг перегретого пара, есть энтальпия пара в точке  $d$ . Таким образом, площадь  $a - b - c - d - 4 - 0$  – энтальпия пара в точке  $d$ , площадь  $a - b - c - 3 - 0$  – энтальпия сухого насыщенного пара в точке  $c$  и площади  $a - b - e - 2 - 0$  и  $a - b - 1 - 0$  энтальпии пара  $h_e$  и  $h_b$  соответственно в точках  $e$  и  $b$ . В  $T,s$ -диаграмме изобара  $p = const$  представляет собой кривую. На всех участках диаграммы изохора идет круче изобары. Энтропия  $S_x$  и энтальпия  $h_x$  влажного пара определяются по формулам:

$$s_x = s' + x \cdot (s'' - s') = s' + x \cdot \frac{r}{T_H}, \quad (11.24)$$

$$h_x = h' + x \cdot (h'' - h') = h' + x \cdot r. \quad (11.25)$$

### ***h,s-диаграмма водяного пара***

Другой диаграммой, широко применяемой при исследовании процесса и циклов водяного пара, является  $h,s$ -диаграмма (рис. 11.3).

Она также строится по данным таблиц водяного пара. Основным ее преимуществом является то, что в ней теплоты жидкости  $h'$ , парообразования  $r$  и перегрева  $q$  изображаются не площадями, как в  $T,s$ -диаграмме, а отрезками. За начало отсчета принята точка с координатами  $h = 0$  и  $s = 0$  при  $0^\circ\text{C}$ . Нижняя пограничная кривая  $x = 0$  изображается кривой  $ОВК$ , а верхняя  $x = 1$  кривой  $КСМ$ . Критическая точка  $K$  находится не на вершине кривой, как в диаграммах  $p,v$ - и  $T,s$ -, а на ее левом склоне.

В области воды все изобары практически сливаются с нижней пограничной кривой, в области влажных паров изобары и соответствующие им изотермы сливаются и изображаются в виде расходящегося пучка прямых линий  $BC$ .

Тангенс угла наклона изобары  $p = \text{const} \cdot (\partial h / \partial S)_p = T$ , поскольку с ростом давления увеличивается температура, и, следовательно, тангенс угла наклона изобар. Изобара с большим давлением идет выше по сравнению с рассматриваемой. В области перегретых паров изобара  $CD$  близка к логарифмической кривой, а изотерма  $CN$  представляет собой кривую, слабо поднимающуюся вверх и направо, асимптотически (асимптота – прямая, к которой кривая неограниченно приближается или с одной стороны, или все время пересекая ее) приближающуюся к линии  $h = \text{const}$ . Это обусловлено тем, что при высоких степенях перегрева и низких давлениях пар по своим свойствам приближается к идеальному газу.

Таким образом, в  $h,s$ -диаграмме изобара представляет собой кривую  $OB$ , а изотерма кривую  $OCN$ .

Энтальпия кипящей воды в точке  $B$  определяется отрезком  $h_b - 0 = h'$ , скрытая теплота парообразования  $h_c - h_b = r$ , энтальпия сухого насыщенного пара  $h'' = h_c - q = h' + r$ , энтальпия влажного пара, например, в точке  $e$ ,  $h_{xe} = h_e - 0 = h' + x \cdot r$ , энтальпия перегретого пара  $h = h_d - 0 = h'' + q = h' + r + q$ . Количество теплоты, необходимое для получения 1 кг сухого насыщенного пара, зависит от давления и достигает максимума при  $p = 3 \div 3,3$  МПа.

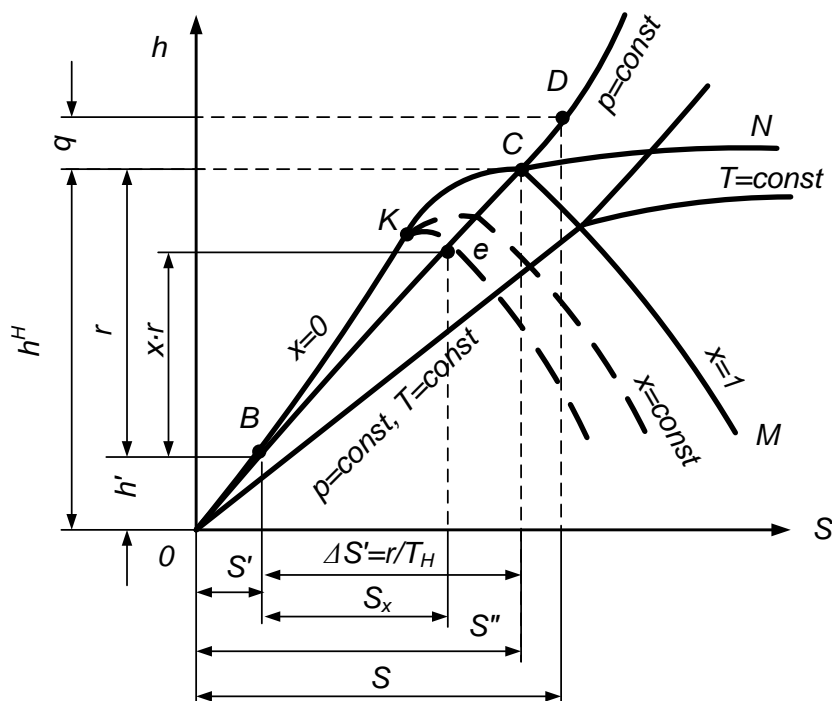


Рисунок 11.3 –  $h, s$ -диаграмма водяного пара

Энтальпия ( $h$ , кДж/кг) и энтропия [ $s$ , кДж/(кг·К)] определяются в любой точке по вертикальной и горизонтальной сетке  $h,s$ -диаграммы соответственно.



Таблица 11.1 – Соотношения для аналитического определения необходимых параметров и величин при изменении состояния водяного пара

Процесс и уравнение процесса	Работа, кДж/кг	Изменение внутренней энергии, кДж/кг	Теплота, кДж/кг
1. Изохорный $v = \text{const}$	$l = 0$	$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1)$	$q = \Delta u$
2. Изобарный $p = \text{const}$	$l = q - \Delta u;$ $l = p(v_2 - v_1)$	$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1)$	$q = h_2 - h_1$
3. Изотермический $pv = \text{const}$	$l = q - \Delta u$	$\Delta u = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$	$q = t(s_2 - s_1)$
4. Адиабатный $pv^k = \text{const}$	$l = -\Delta u = u_1 - u_2 = h_1 - h_2 - (p_1 v_1 - p_2 v_2)$	$\Delta u = -l$	$q = 0;$ $s = \text{const}$

## Процессы изменения состояния водяного пара

Как известно, при осуществлении адиабатного процесса энтропия остается постоянной ( $s = \text{const}$ ). Таким образом, адиабатные процессы на  $h,s$ -диаграмме отображаются вертикальными линиями. Процессы при постоянном давлении, температуре, удельном объеме и степени сухости проводятся вдоль соответствующих линий, нанесенных на  $h,s$ -диаграмме.

Преимущество  $h,s$ -диаграммы заключается в удобстве расчета количества теплоты, затрачиваемого на изобарном процессе, которое равно разности ординат на диаграмме.

При расчете процессов водяного пара выполняют следующие действия:

- находят начальные и конечные параметры воды и водяного пара;
- рассчитывают количество теплоты и работу изменения объема;
- строят процессы в  $T,s$ - и  $h,s$ -диаграммах без масштаба, но в соответствии с заданными условиями.

Определение параметров воды и водяного пара выполняют по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [5] и  $h,s$ -диаграмме. Для аналитического определения необходимых параметров и величин при изменении состояния водяного пара пользуются соотношениями, приведенными в таблице 11.1.

### Примеры использования $h,s$ -диаграммы водяного пара

Состояние пара на  $h,s$ -диаграмме изображается точкой. Каждому состоянию пара на  $h,s$ -диаграмме соответствует только одна точка.

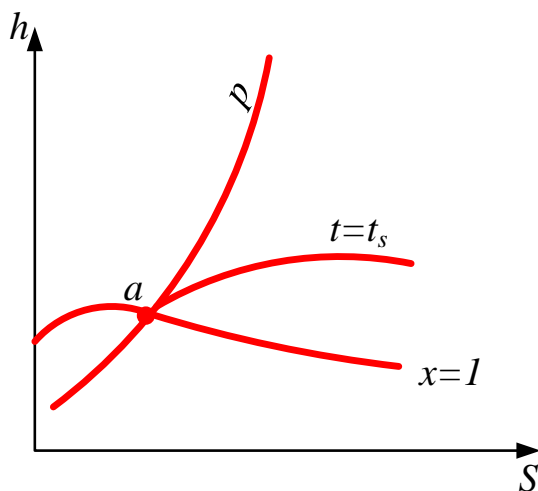


Рисунок 11.4 – К определению параметров пара по двум заданным параметрам

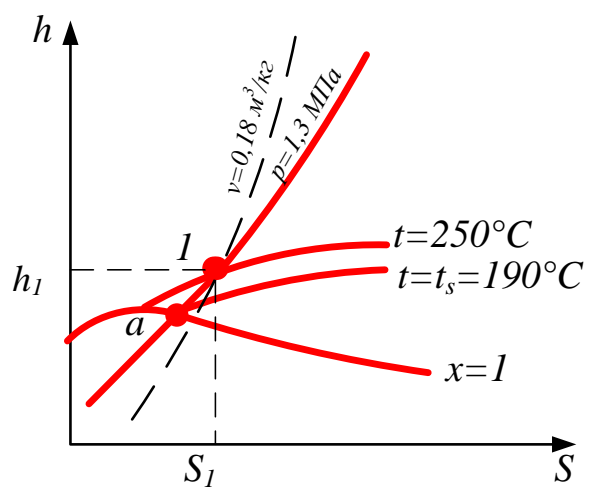


Рисунок 11.5 – Определение параметров пара по  $h,s$ -диаграмме

Определение параметров пара по  $h,s$ -диаграмме сводится к нахождению этой точки по двум заданным параметрам.

1. Если задано абсолютное давление пара  $p$  (рис.11.4), то изотерма  $t$ , проходящая через точку  $a$  пересечения изобары  $p$  с верхней пограничной кривой (ВНП), определяет температуру сухого насыщенного пара, равную температуре

насыщения  $t_s$ . Напомним, что найденная таким образом  $t_s$ , при том же абсолютном давлении  $p$ , есть в то же время температура ВНП с любой степенью сухости и температура насыщения воды.

2. Если известны два независимых параметра пара, то на  $h,s$ -диаграмме может быть найдена точка, соответствующая этому состоянию. В найденной точке затем определяются все остальные параметры состояния (рис. 11.5).

## Задачи к разделу 11

11.1. **Определить** температуру, удельный объем, плотность, энтропию, энтальпию сухого насыщенного водяного пара при давлении 1 МПа.

### Решение

По таблице «Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлению)» (таблица П.2.2 Приложения 2) находим при  $p = 1 \text{ МПа} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$  параметры сухого насыщенного пара: удельный объем  $v'' = 0,1946 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; энтальпия  $h'' = 2778 \text{ кДж/кг}$ ; энтропия  $s'' = 6,587 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Температура сухого насыщенного пара равна температуре насыщения и составляет  $179,89^\circ\text{C}$ . Плотность сухого насыщенного пара

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,1946} = 5,139 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

**Ответ:**  $t = 179,88^\circ\text{C}$ ;  $v'' = 0,1946 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $\rho = 5,139 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  
 $h'' = 2778 \text{ кДж/кг}$ ;  $s'' = 6,587 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

11.2. **Определить** фазовое состояние воды и ее параметры при  $p = 1 \text{ МПа}$  и  $t = 100^\circ\text{C}$ .

### Решение

При  $p = 1 \text{ МПа}$  температура кипения воды  $t = t_n = 179,89^\circ\text{C}$ . Так как по условию  $t < t_n$ , то фазовое состояние воды – жидкость, не нагретая до кипения. Параметры воды при  $p = 1 \text{ МПа}$  и  $t = 100^\circ\text{C}$ :

$$v = 0,0010430 \text{ м}^3/\text{кг}; h = 419,8 \text{ кДж/кг}; s = 1,3063 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

**Ответ:** фазовое состояние воды – жидкость,  $t = 179,89^\circ\text{C}$ ,  
 $v = 0,0010430 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $h = 419,8 \text{ кДж/кг}$ ;  $s = 1,3063 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

11.3. В сосуде объёмом  $3 \text{ м}^3$  при давлении  $0,2 \text{ МПа}$  находится  $5 \text{ кг}$  водяного пара.

**Определить** параметры пара.

### Решение

$$\text{Удельный объём пара } v = \frac{V}{m} = \frac{3}{5} = 0,6 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

При  $p = 0,2 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$  по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара (таблица П.2.2) находим:

– удельный объем кипящей жидкости  $v' = 0,0010605 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;

– удельный объем сухого насыщенного пара  $v'' = 0,88574 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ .

Так как  $v = 0,6 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ , т.е.  $v' < v < v''$  фазовое состояние водяного пара – влажный насыщенный пар.

Степень сухости:

$$x = \frac{V_x - V'}{V'' - V'} = \frac{0,6 - 0,0010605}{0,88574 - 0,0010605} = 0,677.$$

При давлении  $p = 2 \cdot 10^5 \text{Па}$ :

$$h' = 504,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h'' = 2706,2 \text{ кДж/кг};$$

$$s' = 1,5301 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$s'' = 7,1269 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Энтальпия пара

$$h_x = h' + x \cdot (h'' - h') = 504,7 + 0,677 \cdot 2201,6 = 1995,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтропия пара

$$s_x = s' + x \cdot (s'' - s') = 1,5301 + 0,677 \cdot (7,1269 - 1,5301) = 5,32 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

При  $p = 0,2 \text{ МПа}$  температура насыщения  $t_n = 120,21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $h_x = 1995,18 \text{ кДж/кг}$ ;  $s_x = 5,32 \text{ кДж/кг}$ ;  $t_n = 120,21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

11.4. **Определить** внутреннюю энергию водяного пара при  $p = 5 \text{ МПа}$  и  $t = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### **Решение**

При  $p = 5 \text{ МПа}$  температура насыщения  $t_n = 263,92 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При  $p = 5 \text{ МПа} = 5 \cdot 10^3 \text{ кПа}$  и  $t = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  водяной пар перегрет. По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара (таблица П.2.3) получаем:

$$h = 2925,6 \text{ кДж/кг};$$

$$v = 0,04535 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренняя энергия:

$$u = h - p \cdot v;$$

$$u = 2925,6 - 5 \cdot 10^3 \cdot 0,04535 = 2698,85 \text{ кДж/кг}.$$

**Ответ:**  $u = 2698,85 \text{ кДж/кг}$ .

11.5. 1 кг воды с температурой  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  нагревается при постоянном давлении  $3 \text{ МПа}$  и переводится в пар с температурой  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Определить** начальные и конечные параметры, количество теплоты, расходуемой на нагрев воды до кипения, на процесс парообразования, на

перегрев пара, суммарную теплоту процесса, степень перегрева пара и работу изменения объёма.

### Решение

При  $p = 3 \text{ МПа} = 3 \cdot 10^6 \text{ Па}$  температура насыщения равна  $t_n = 233,86 \text{ }^\circ\text{C}$ . Согласно таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара (таблица П.2.2) при  $p_1 = 3 \text{ МПа}$  и  $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  начальные параметры воды:

$$h_1 = 421,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_1 = 1,3048 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; v_1 = 0,0010420 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$u_1 = h_1 - p_1 \cdot v_1 = 421,3 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,0010420 = 418,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Конечные параметры перегретого водяного пара при  $p_2 = p_1 = 3 \text{ МПа}$  и  $t_2 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$  (таблица П.2.3):

$$h_2 = 3231,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; s_2 = 6,9233 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; v_2 = 0,09938 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$u_2 = h_2 - p_2 \cdot v_2 = 3231,6 - 3 \cdot 10^3 \cdot 0,09938 = 2933,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество теплоты, расходуемое на превращение 1 кг воды с  $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  при постоянном давлении 3 МПа в перегретый пар с  $t_2 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 = 3231,6 - 421,3 = 2810,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

При давлении  $p = 3 \cdot 10^6 \text{ Па}$ :

- энтальпия кипящей жидкости  $h' = 1008,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$
- удельная теплота парообразования  $r = 1794,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$
- энтальпия сухого насыщенного пара  $h'' = 2803,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Количество теплоты, расходуемой:

– на нагрев воды до кипения

$$q_v = h' - h_1 = 1008,4 - 421,3 = 587,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

– процесс парообразования

$$r = h'' - h' = 2803,3 - 1008,4 = 1794,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

– перегрев пара

$$q_{\text{пер}} = h_2 - h'' = 3231,6 - 2803,3 = 428,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Степень перегрева пара

$$\Delta t = t_2 - t_n = 400 - 233,86 = 166,14 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Работа изменения объёма

$$l = p \cdot (v_2 - v_1) = 3 \cdot 10^3 \cdot (0,09938 - 0,0010420) = 295 \text{ кДж/кг}.$$

**Ответ:**  $q_{1-2} = 2810,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_{\text{пер}} = 428,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  
 $q_{\text{в}} = 587,1 \text{ кДж/кг}$ ;  $\Delta t = 166,14 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $r = 1794,9 \text{ кДж/кг}$ ;  $\ell = 295 \text{ кДж/кг}$ .

11.6. **Определить** изменение энтропии системы и потерю эксергии источника теплоты с  $t_1 = 1500 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$ , отдающего  $1000 \text{ кДж}$  теплоты другому телу с постоянной температурой  $t_2 = 500 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$ , если температура окружающей среды  $t_{\text{oc}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Ответ:**  $\Delta S_{\text{с}} = 0,730 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}$ ;  $\nabla E = E_1 - E_2 = 213,8 \text{ кДж}$ .

11.7. Влажный воздух, находящийся при температуре  $40^\circ\text{C}$ , имеет относительную влажность  $50 \%$ .

**Определить** влагосодержание, энтальпию, температуру точки росы и парциальное давление водяных паров во влажном воздухе. Барометрическое давление  $750 \text{ мм рт. ст.}$ .

**Ответ:**  $d = 23,9 \frac{\text{г}}{\text{кг}}$  с. в.;  $H = 101,5 \text{ мм рт. ст.}$ ;  
 $p_n = 27,75 \text{ мм рт. ст.}$ ;  $t_p = 27,7 \text{ }^\circ\text{C}$ .

11.8. Влажный воздух имеет температуру  $50^\circ\text{C}$  при барометрическом давлении  $B = 745 \text{ мм рт. ст.}$  Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе составляет  $45 \text{ мм рт. ст.}$ .

**Определить** абсолютную и относительную влажности, влагосодержание и энтальпию влажного воздуха. Решить задачу с использованием таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара и с использованием  $H, d$ -диаграммы влажного воздуха.

**Ответ:**  $\rho = 0,04 \text{ кг/м}^3$ ;  $\varphi = 48,6 \%$ ;  $d = 40 \text{ г/кг с. в.}$ ;  $H = 153,73 \text{ кДж/кг}$ .

11.9. Влажный воздух находится при температуре  $40^\circ\text{C}$ . Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе  $30 \text{ мм рт. ст.}$  при барометрическом давлении  $B = 750 \text{ мм рт. ст.}$ .

**Определить** состояние влажного воздуха, температуру точки росы, абсолютную влажность воздуха, относительную влажность воздуха, влагосодержание и энтальпию влажного воздуха.

**Ответ:** влажный воздух ненасыщенный;  $t_p = 28,98 \text{ }^\circ\text{C}$ ; абсолютная влажность воздуха по  $H, d$ -диаграмме не определяется;  $\varphi_A = 54\%$ ;  
 $d_A = 26 \text{ г/кг с. в.}$ ;  $H_A = 108 \text{ кДж/кг с. в.}$ .

11.10. **Определить** массу  $1 \text{ м}^3$  водяного пара при давлении  $700 \text{ кПа}$  и степени сухости  $0,75$ .

**Ответ:**  $m = 4,9 \text{ кг}$ .

11.11. **Определить** удельную внутреннюю энергию сухого насыщенного пара при давлении  $10 \text{ бар}$ .

**Ответ:**  $u = 2582,7$  кДж/кг.

11.12. В сосуде вместимостью  $5\text{ м}^3$  находится влажный насыщенный пар при давлении 150 бар со степенью сухости 0,3.

**Определить** массу влажного пара и объём, занимаемый кипящей водой и сухим насыщенным паром.

**Ответ:**  $m = 1,17$  кг;  $V' = 1,36\text{ м}^3$ ;  $V'' = 3,64\text{ м}^3$ .

11.13.  $0,2\text{ м}^3$  водяного пара с начальными параметрами  $p_1 = 60$  бар и  $t_1 = 430^\circ\text{С}$  изобарно сжимаются так, что объём уменьшается в 5 раз.

**Определить** количество отведённой теплоты. Изобразить процесс в  $p, v$ -,  $T, s$ - и  $h, s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $Q = -6,36$  МДж.

11.14. 2 кг водяного пара при давлении 500 кПа и степени сухости 0,75 изотермически расширяются до давления 100 кПа.

**Определить** количество подведённой теплоты.

**Ответ:**  $Q = 1,7$  МДж.

11.15. В жесткий резервуар вместимостью  $3\text{ м}^3$  компрессором нагнетается азот ( $N_2$ ), избыточное давление в резервуаре повышается от 0,2 до 2,5 бар, а температура от 25 до  $75^\circ\text{С}$ . Резервуар сообщается с атмосферой. Барометрическое давление  $B_0 = 750$  мм. рт. ст.

**Определить** массу азота, поступившего в резервуар.

**Ответ:**  $\Delta m = 6,1$  кг.

11.16. В цилиндре с подвижным поршнем находится кислород при разрежении (вакууме), равном 42,7 кПа. Барометрическое давление составляет 745 мм. рт. ст. При постоянной температуре кислород сжимается до достижения избыточного давления  $p_m = 1,2$  МПа. Во сколько раз изменится объём кислорода?

**Ответ:**  $V_1/V_2 = 22,9$ .

## 12. Цикл паротурбинных установок. Цикл Ренкина с перегревом пара

В паротурбинных установках (ПТУ) рабочее тело совершает замкнутый процесс изменения состояния. Идеальный цикл ПТУ состоит из двух изобар и двух адиабат. Перевод рабочего тела из области низкого давления в область высокого давления производится в состоянии жидкости при минимальном удельном объеме. Процессы подвода и отвода теплоты происходят при  $p = const$ . Процессы расширения в турбине и повышения давления в насосе происходят быстро, и поэтому их можно считать адиабатными. Минимальная температура цикла равна температуре охлаждающей воды в конденсаторе, а максимальная температура лимитируется жаропрочностью и механической прочностью стали.

Цикл Ренкина [2] в  $T, s$ -диаграмме изображен на рисунке 12.2, а схема ПТУ, необходимая для его реализации, на рисунке 12.1. Точки на диаграммах соответствуют точкам на схеме паротурбинной установки ПТУ.

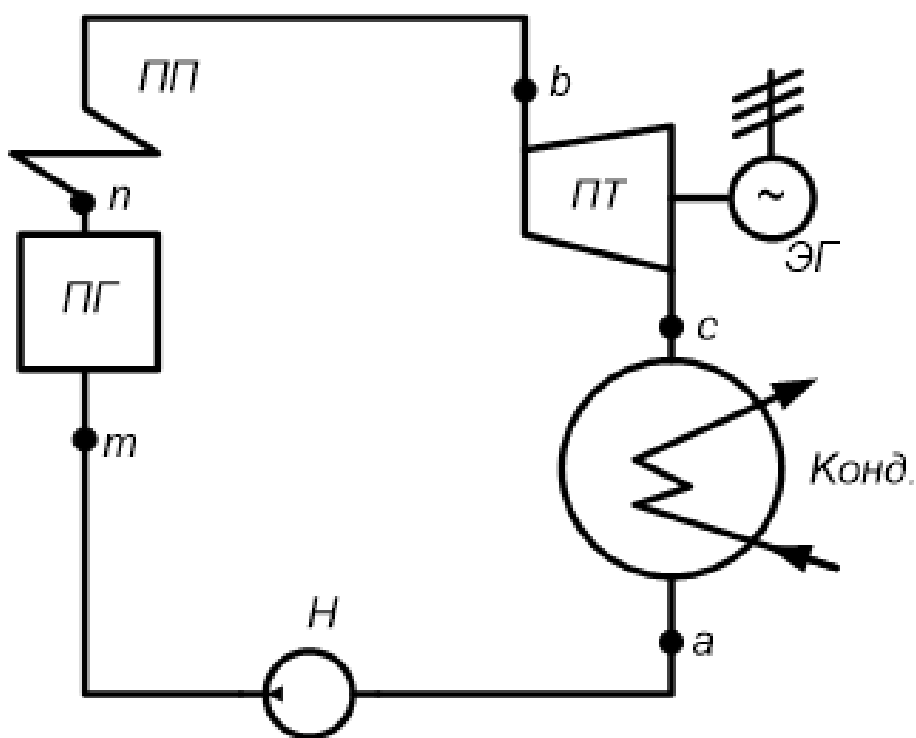


Рисунок 12.1 – Принципиальная схема ПТУ



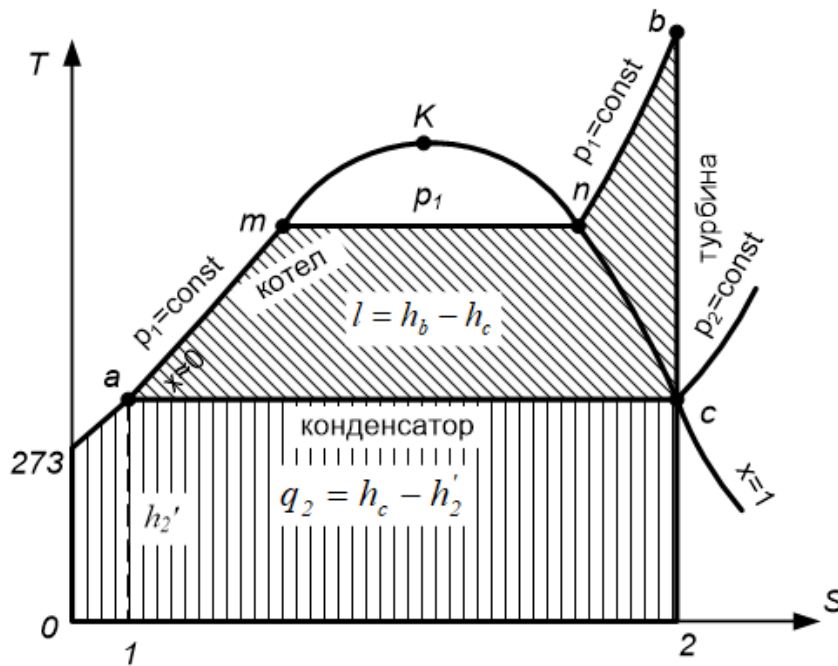


Рисунок 12.2 – Термодинамический цикл ПСУ в  $T,s$ -диаграмме

Цикл происходит следующим образом. Питательная вода с давлением  $p_1$  и энтальпией  $h_a = c \cdot t_{п.в}$  (точка «а») поступает в паровой котел, где она нагревается в водяном экономайзере котла до температуры насыщения  $t_n$  (точка «m»), затем превращается в сухой насыщенный водяной пар (точка «n») и перегревается до  $t_0$  в пароперегревателе (точка «b»). Процесс подвода теплоты к рабочему телу «amnb» происходит при постоянном давлении  $p_1 = const$ .

Параметры пара в точке  $b$  после пароперегревателя имеют значения  $p_0, t_0, h_0$ . Из пароперегревателя пар поступает в паровую турбину, расширяется в ней адиабатно до давления в конденсаторе  $p_2$  – процесс  $bc$ . Параметры пара в точке «с» после турбины имеют значения  $p_2, t_k, h_c$ . Работа турбины  $l = h_b - h_c$  превращается в электрическую работу в электрогенераторе и передается потребителю.

В конденсаторе пар конденсируется за счет отдачи теплоты  $q_2 = h_c - h'_2$  охладителю. Процесс конденсации пара «са» в конденсаторе происходит при постоянном давлении  $p_2$  и постоянной температуре  $t_k$ .

Капельную жидкость (конденсат) после конденсатора с минимальным объемом  $v'_k$  насосом подают в паровой котел, повышая давление рабочего тела от  $p_k$  до  $p_0$ . Адиабатный процесс сжатия питательной воды насосом «am» одновременно является и изохорным вследствие малой сжимаемости воды.

Определим количество теплоты  $q_1$  и  $q_2$ , подведенное к циклу и отведенное от него, а также полезную работу цикла и его термический КПД.

Количество теплоты, содержащееся в остром паре в состоянии точки «b», т.е. его энтальпия

$$h_b = \text{пл. } b - n - m - a - 273 - 0 - 2. \quad (12.1)$$

Количество теплоты, внесенное с конденсатом, поданным в парогенератор

$$h_a = h'_2 = \text{пл. } a - 273 - 0 - 1. \quad (12.2)$$

Количество теплоты, затраченное на получение острого пара, в состоянии точки «b» из конденсата в состоянии точки «a», т.е.

$$q_1 = h_b - h'_2 = \text{пл. } b - n - m - a - 1 - 2. \quad (12.3)$$

Количество теплоты, содержащееся в отработанном паре в состоянии точки «c»

$$h_c = \text{пл. } c - a - 273 - 0 - 2. \quad (12.4)$$

Количество теплоты, отданное паром при конденсации в процессе «c – a»

$$q_2 = h_c - h'_2. \quad (12.5)$$

Теплота, полезно используемая в цикле (превращенная в полезную работу)

$$l = q_1 - q_2 = h_b - h'_2 - h_c + h'_2 = h_b - h_c = \text{пл. } b - n - m - a - c. \quad (12.6)$$

Термический КПД любого теплового двигателя определяется по формуле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (12.7)$$

Тогда термический КПД цикла *Ренкина* без учета работы насоса равен:

$$\eta_t = \frac{h_b - h_c}{h_b - h'_2}. \quad (12.8)$$

Определение термического КПД ПСУ без учета работы насоса допустимо для установок, работающих при невысоких параметрах пара [9].

При высоких параметрах пара пренебрегать работой насоса нельзя (см. рисунок 12.3).

Количество теплоты  $q_1$  с учетом работы насоса

$$q_1 = h_b - h_d. \quad (12.9)$$

Полезно используемая теплота или полезная работа цикла

$$l = q_1 - q_2 = h_b - h_c - V'(p_1 - p_2). \quad (12.10)$$

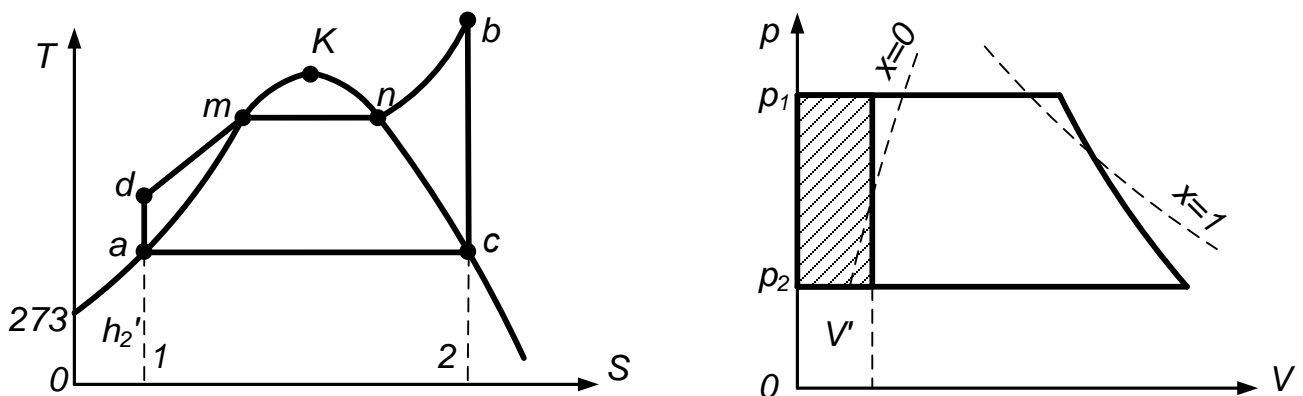


Рисунок 12.3 – Цикл ПСУ с учетом работы насоса в диаграммах  $T-S$  и  $p-v$   
Термический КПД цикла *Ренкина* с учетом работы насоса

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{h_b - h_c - V'(p_1 - p_2)}{h_b - h'_2 - V'(p_1 - p_2)}. \quad (12.11)$$

Наряду с термическим КПД кругового процесса величинами, характеризующими теоретическое использование теплоты в паровых двигателях, являются *удельные расходы пара и теплоты*. Под удельным расходом пара понимается массовый расход пара, необходимый для совершения работы на 1 кВт · ч.

Так как 1 кВт · ч = 3600 кДж/(кВт · ч) (860 ккал/(кВт · ч)) или 1 кВт · ч = 860 · 4,19 ≈ 3600 кДж/(кВт · ч), а теоретическая работа 1 кг пара в цикле Ренкина равна:  $l = h_b - h_c = h$ , кДж/кг – *теплопадению* в тепловом двигателе, то теоретический *удельный расход пара* составит, кг/(кВт · ч):

$$d_t = \frac{3600}{h}. \quad (12.12)$$

В цикле Ренкина на получение 1 кг пара расходуется теплота, кДж:

$$q_1 = h_b - h'_2. \quad (12.13)$$

Следовательно, *удельный расход теплоты* на 1 кВт · ч, на который расходуется  $d_t$ , кг пара, определится из равенства, кДж/(кВт · ч):

$$W_t = q_1 \cdot d_t = (h_b - h'_2) \cdot \frac{3600}{h} = \frac{3600}{\eta_t}. \quad (12.14)$$

Термический КПД цикла  $\eta_t$  учитывает только отброс теплоты кругового процесса  $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$ . В рабочих органах реального теплового двигателя имеют место различные виды потерь энергии, приводящие к уменьшению внутренней работы  $l_i$ . Эти потери связаны с отклонением действительного процесса расширения пара в турбине от теоретического процесса. Эти потери учитываются отношением:

$$\eta_{oi} = \frac{l_i}{l} = \frac{l_i}{h}. \quad (12.15)$$

Это отношение называют *относительным внутренним КПД* двигателя.

Абсолютный внутренний КПД двигателя учитывает как потери теплоты в цикле  $q_2$ , так и дополнительные внутренние потери в двигателе.

Наибольший практический интерес представляет не столько термический КПД  $\eta_t$ , а *абсолютный внутренний КПД*  $\eta_i$ , как учитывающий все потери в двигателе:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{l_i}{l} \cdot \frac{l}{q_1} = \eta_{oi} \cdot \eta_t, \quad (12.16)$$

где  $\eta_t$  термический КПД ПТУ без учёта работы насоса.

## Задачи к разделу 12

12.1. **Определить** внутренний абсолютный КПД и удельные расходы пара и теплоты (на кВт · ч) простого цикла ПТУ, имеющего параметры:  $p_0 = 90$  бар,  $t_0 = 520$  °С,  $p_k = 0,05$  бар. Внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi} = 0,9$ , адиабатный коэффициент насоса  $\eta_n = 0,8$ .

### Решение

Для идеального цикла ПТУ определяются энтальпии в четырех характерных точках цикла (рис. 12.4, 12.5):

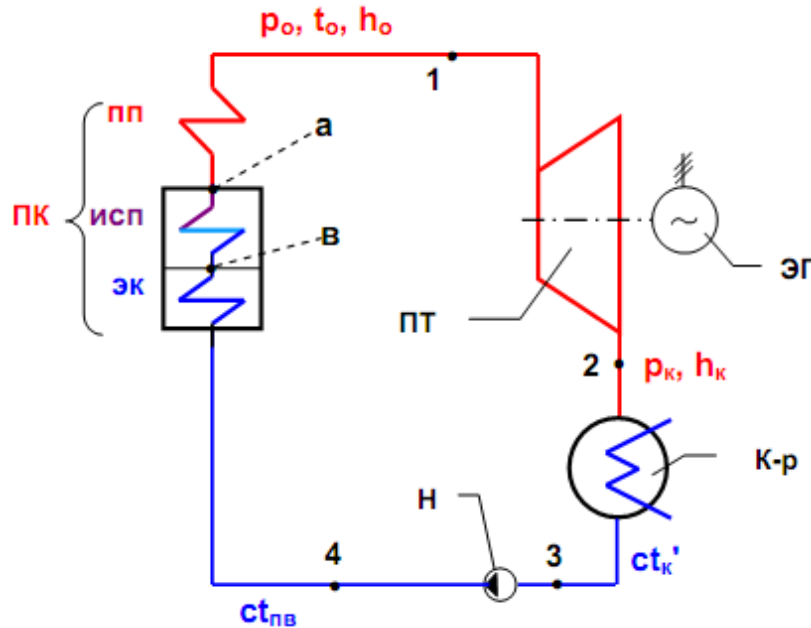


Рисунок 12.4 – Схема ПТУ на перегретом паре и сжатии рабочего тела в жидкой фазе:

*ПК* – паровой котел, *ПП* – пароперегреватель, *ИСП* – испарительная поверхность, *ЭК* – экономайзер; *ПТ* – паровая турбина; *К-р* – конденсатор паровой турбины; *Н* – насос; *ЭГ* – электрический генератор

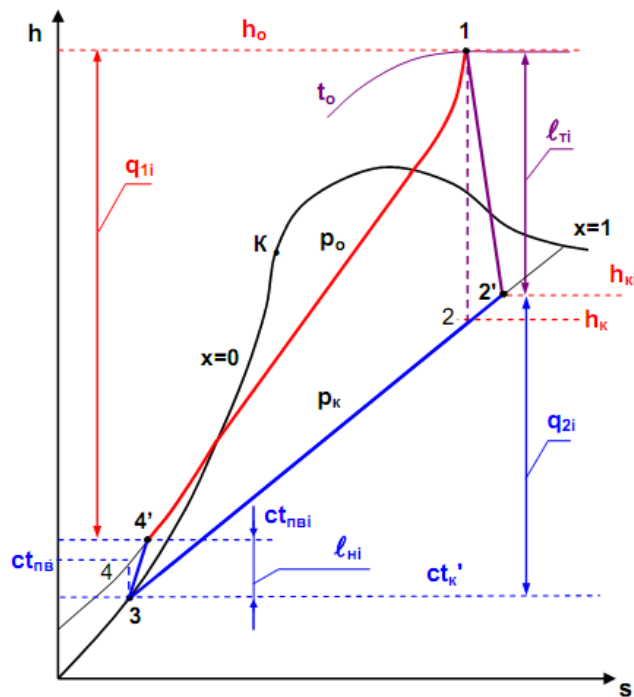


Рисунок 12.5. – Неоправимый цикл простой ПТУ в  $h,s$ -диаграмме

– энтальпия пара перед турбиной  $h_0 = 3387$  кДж/кг определяется по  $p_0$  и  $t_0$ ;

– энтальпия пара на выходе из турбины  $h_k = 2029$  кДж/кг определяется по  $p_k$  и  $s_k = s_0 = 6,66$  кДж/(кг · К);

– энтальпия воды на выходе из конденсатора турбины  $h'_2 = ct'_k = 137,8$  кДж/кг, это энтальпия воды в состоянии насыщения ( $x = 0$ ) при давлении  $p_k$ ;

– энтальпия питательной воды на входе в котел (на выходе из насоса)  $h_{пв} = ct_{пв} = 149,6$  кДж/кг определяется по  $p_0$  и  $s'_k$  или как сумма  $ct_{пв} = ct'_k + l_n$ , где удельная техническая работа сжатия воды в обратимом адиабатном процессе насоса может быть рассчитана исходя из того, что процесс 3-4 изоэнтропно-изохорный (до  $p_0 \leq 100$  бар), как

$$l_n = ct_{пв} - ct'_k = v'_k(p_0 - p_k) \cong 0,001(90 - 0,05) \cdot 10^2 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$ct_{пв} = ct'_k + l_n = 137,8 + 9 = 146,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Используя внутренний относительный КПД турбины и адиабатный коэффициент насоса, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2' и 3-4':

$$h_{ki} = h_0 - \eta_{oi}(h_0 - h_k) = 3387 - 0,9(3387 - 2029) = 2165 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$ct_{пви} = ct'_k + \frac{l_n}{\eta_n} = 137,8 + \frac{9}{0,8} = 149 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная теплота, подведенная в цикл ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 4'-1:

$$q_{1i} = h_0 - ct_{пви} = 3387 - 149 = 3238 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная теплота, отведенная из цикла ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 2'-3:

$$q_{2i} = h_{ki} - ct'_k = 2165 - 137,8 = 2027,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная техническая работа турбины

$$l_{Ti} = h_0 - h_{ki} = \eta_{oi}(h_0 - h_k) = 0,9(3387 - 2029) = 1222,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная техническая работа насоса

$$l_{ni} = ct_{пви} - ct'_k = \frac{l_n}{\eta_n} = \frac{9}{0,8} = 11,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа цикла ПТУ

$$l_i = l_{Ti} - l_{ni} = q_{1i} - q_{2i} = 1222,2 - 11,3 = 1210,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Внутренний абсолютный КПД

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} = \frac{1210,9}{3238} = 0,99.$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса «нетто»:

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_0 - ct_{K'}} = \frac{1222,2}{3387 - 137,8} = 0,376.$$

Удельный расход пара на выработанный киловатт·час реального цикла ПТУ:

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}} = \frac{3600}{1222,2} = 2,95 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Удельный расход теплоты на выработанный киловатт·час реального цикла ПТУ:

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i^H} = \frac{3600}{0,376} = 9574 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

**Ответ:**  $\eta_i = 0,99$ ;  $\eta_i^H = 0,376$ ;  $d_i = 2,95 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ;  $q_i = 9574 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

12.2. **Определить** работу 1 кг пара в цикле Ренкина, если  $p_1 = 2 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 450^\circ\text{C}$  и  $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$ . Изобразить данный цикл в диаграммах  $p, v$ -,  $T, s$ -,  $h, s$ -.

**Ответ:**  $l_0 = 1161 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

12.3. Для простого идеального цикла ПТУ, имеющего параметры:  $p_0 = 60 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ,  $p_K = 0,04 \text{ бар}$  и расход пара на турбину  $D = 300 \text{ т/ч}$ .

**Определить:**

- удельные технические работы насоса и турбины  $l_H$  и  $l_T$ ;
- удельную подведенную и отведенную теплоту цикла  $q_1, q_2$ ;
- степень сухости пара на выходе из турбины;
- мощности насоса, турбины и цикла;
- термический КПД цикла с учетом и без учета работы насоса;
- удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч).

Изобразить цикл в  $p, v$ -,  $T, s$ - и  $h, s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $l_H = 6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ,  $l_T = 1350 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_1 = 3296 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_2 = 1952 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$x_K = 0,802$ ;  $W_H = 0,5 \text{ МВт}$ ;  $W_T = 112,2 \text{ МВт}$ ;  $W_t = 111,7 \text{ МВт}$ ;  
 $\eta_t = 0,408$ ;  $\eta_t^H = 0,409$ ;  $d_t = 2,67 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ;  $q_t = 8804 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

12.4. Для простого цикла ПТУ, имеющего параметры:  $p_0 = 100 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 530^\circ\text{C}$ ,  $p_K = 0,06 \text{ бар}$  и КПД  $\eta_{0i} = 0,88$ ,  $\eta_M = \eta_G = 0,98$ , адиабатный коэффициент насоса  $\eta_H = 0,85$  и электрическую мощность генератора  $W^э = 100 \text{ МВт}$ .

**Определить:**

- удельные технические работы насоса и турбины  $l_{Hi}$  и  $l_{Ti}$ ;
- удельную подведенную и отведенную теплоту цикла  $q_{1i}, q_{2i}$ ;
- степень сухости и удельный объем пара на выходе из турбины;
- расход пара на турбину;
- внутренний абсолютный КПД цикла и электрический КПД ПТУ;

– удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч электрической работы). Изобразить цикл в  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $l_{hi} = 11,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $l_{ti} = 1225 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_{1i} = 3289 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$q_{2i} = 2076 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $x_{ki} = 0,86$ ;  $v_{ki} = 20,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  $D = 85 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $\eta_i = 0,369$ ;

$\eta^3 = 0,354$ ;  $d_3 = 3,06 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ;  $q_3 = 10100 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

12.5. На электростанции сжигается топливо с теплотой сгорания  $Q_H^P = 30 \text{ МДж/кг}$ .

**Определить:** 1) удельный расход топлива на 1 кВт·ч, если известны следующие данные:  $\eta_{к.у.} = 0,8$ ;  $\eta_{п} = 0,97$ ;  $\eta_t = 0,4$ ;  $\eta_{от} = 0,82$ ;  $\eta_{м} = 0,98$ ;  $\eta_{г} = 0,97$ ; 2) удельный расход теплоты на 1 кВт·ч.

**Ответ:**  $q = 14,9 \frac{\text{МДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ ;  $b = 0,498 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ .

12.6. Турбины высокого давления мощностью  $N = 100\,000 \text{ кВт}$  работают при  $p_1 = 9 \text{ МПа}$  и  $t_1 = 480^\circ \text{С}$ ;  $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$ .

**Определить:** 1) термический КПД цикла Ренкина для данных параметров; 2) достигнутое улучшение термического КПД по сравнению с циклом Ренкина для параметров пара:  $p_1 = 2,9 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 400^\circ \text{С}$ ;  $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$ .

**Ответ:**  $\eta_t = 42,1\%$ ;  $\varepsilon = 14,4\%$

12.7. Паросиловая установка работает при начальных параметрах  $p_1 = 9 \text{ МПа}$  и  $t_1 = 450^\circ \text{С}$ . Конечное давление  $p_2 = 0,006 \text{ МПа}$ . При  $p_1 = 2,4 \text{ МПа}$  введен вторичный перегрев до  $t' = 440^\circ \text{С}$ .

**Определить:** 1) термический КПД цикла с вторичным перегревом; 2) влияние введения вторичного перегрева на термический КПД.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,417$ ;  $\frac{\Delta\eta}{\eta_t} = 2,96\%$ .

12.8. Проект паротурбинной установки предусматривает следующие условия ее работы:  $p_1 = 30 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 550^\circ \text{С}$ ;  $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$ . При давлении  $p' = 7 \text{ МПа}$  вводится вторичный перегрев до температуры  $540^\circ \text{С}$ . Принимая, что установка работает по циклу Ренкина, **определить:**

1) конечную степень сухости пара при отсутствии вторичного перегрева;

2) улучшение термического КПД и конечную сухость пара после применения вторичного перегрева.

**Ответ:**  $x_2 = 0,782$ ;  $x_3 = 0,928$ ;  $\varepsilon = 3,65\%$ .

12.9. 100 кг льда с  $t_1 = -10^\circ \text{С}$  помещены в окружающую среду с  $t_{oc} = 20^\circ \text{С}$ . Лед тает, и вода нагревается до температуры окружающей среды  $t_2 = t_{oc}$ . Давления льда и воды равны давлению окружающей среды и постоянны.

**Определить:** 1) изменение энтропии  $\text{H}_2\text{O}$  и системы в результате этого процесса; 2) показать процессы передачи теплоты и изменение энтропии системы на  $T,s$ - диаграмме.

В расчете принять постоянными следующие величины:

- удельную теплоту таяния льда  $\lambda = 333 \text{ кДж/кг}$ ;
- удельную теплоемкость льда  $c_{p,л} = 2,03 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;
- удельную теплоемкость воды  $c_{p,ж} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

**Ответ:**  $\Delta S_{\text{H}_2\text{O}} = 159,2 \text{ кДж/К}$ ,  $\Delta S_c = 10,04 \text{ кДж/К}$ .

12.10. **Найти** термический КПД и мощность паровой машины, работающей по циклу Ренкина, при следующих условиях: при впуске пар имеет давление  $p_1 = 1,5 \text{ МПа}$  и температуру  $t_1 = 490^\circ\text{C}$ , давлении пара при выпуске  $p_2 = 0,01 \text{ МПа}$ , часовой расход пара составляет  $940 \text{ кг/ч}$ .

**Ответ:**  $\eta_t = 0,296$ ;  $N = 220 \text{ кВт}$ .

12.11. Простой цикл ПТУ имеет следующие параметры: давление пара и температура пара перед турбиной  $p_0 = 110 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 490^\circ\text{C}$ , давление пара в конденсаторе  $p_k = 0,05 \text{ бар}$ .

**Определить** термический КПД цикла.

**Ответ:**  $\eta_t = 42,074 \%$ .

12.12. **Определить** абсолютный внутренний КПД паровой турбины, работающей при начальных параметрах  $p_1 = 9 \text{ МПа}$  и  $t_1 = 480^\circ\text{C}$  и конечном давлении  $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$ , если известно, что относительный внутренний КПД турбины  $\eta_{0i} = 0,82$ .

**Ответ:**  $\eta_i = 0,344$ .

12.13. **Оценить**, как изменятся термический КПД ПТУ и степень сухости пара на выходе из турбины, если для цикла ПТУ, имеющего параметры:  $p_0 = 160 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 550^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,05 \text{ бар}$ , ввести вторичный перегрев пара с  $p_{вп} = 30 \text{ бар}$ ,  $t_{вп} = t_o$ . Изобразить циклы в  $T,s$ - и  $h,s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,441$ ;  $\eta_t^{\text{вп}} = 0,458$ ;  $x_k = 0,759$ ;  $x_k^{\text{вп}} = 0,872$ .

12.14. Паросиловая установка мощностью  $4200 \text{ кВт}$  имеет КПД  $\eta_{\text{ст}} = 0,20$ .

**Определить** часовой расход топлива, если его теплота сгорания  $Q_H^P = 25\,000 \text{ кДж/кг}$ .

**Ответ:** часовой расход топлива составит  $B = 3024 \text{ кг/ч}$ .

12.15. В котельной электростанции за  $10 \text{ ч}$  работы сожжено  $100 \text{ т}$  каменного угля с теплотой сгорания  $Q_H^P = 29300 \text{ кДж/кг}$ .

**Найти** количество выработанной электроэнергии и среднюю мощность станции, если КПД процесса преобразования тепловой энергии в электрическую составляет  $20 \%$ .

**Ответ:**  $W = 162\,780 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ ;  $N_{\text{ср}} = 16\,278 \text{ кВт}$ .



12.16. От 1 кг сухого насыщенного пара при постоянной температуре 300 °С отводится 165 кДж теплоты.

**Определить** значение энтальпии в конце процесса.

**Ответ:**  $h = 2583,4$  кДж/кг.

12.17. Водяной пар с  $t_1 = 350^\circ\text{C}$  и  $p_1 = 8$  бар охлаждается при постоянном объёме. В конечном состоянии  $h_2 = 2400$  кДж/кг. **Рассчитать** процесс и изобразить его в  $p, v$ -,  $T, s$ - и  $h, s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $q = \Delta u = -632,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $l = 0$ ;  $\Delta s = -1,35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ ;  $\Delta h = -760 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

12.18. 1 кг воды при постоянном давлении 1 МПа и начальной температуре 100 °С получает 2100 кДж/кг теплоты, затем адиабатно расширяется до давления 0,1 МПа. **Рассчитать** процессы и изобразить в  $p, v$ -,  $T, s$ - и  $h, s$ -диаграммах.

**Ответ:**  $l_{1-2} = 167,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $l_{2-3} = 308,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $q_{1-2} = 2100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  
 $q_{2-3} = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $\Delta u_{1-2} = 1932,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  $\Delta u_{2-3} = -308,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

12.19. 5 кг водяного пара, параметры которого  $p_1 = 2$  МПа и  $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$ , расширяются адиабатно до давления  $p_2 = 0,2$  МПа.

**Определить** конечный объем пара, степень сухости его и произведенную им работу.

**Ответ:**  $V_2 = 3,95 \text{ м}^3$ ;  $x_2 = 0,852$ ;  $l = 1780$  кДж.

12.20. Влажный пар имеет при давлении  $p_1 = 0,8$  МПа степень сухости  $x = 0,9$ . Какое количество теплоты нужно сообщить 1 кг этого пара, чтобы перевести его при постоянном давлении в сухой насыщенный пар?

**Ответ:**  $q = 204,8$  кДж/кг.

12.21. **Оценить**, как изменятся термический КПД ПТУ и степень сухости пара на выходе из турбины, если для цикла ПТУ, имеющего параметры:  $p_0 = 160$  бар,  $t_0 = 550^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,05$  бар, ввести вторичный перегрев пара с  $p_{\text{вп}} = 30$  бар,  $t_{\text{вп}} = t_0$ . Изобразить циклы в  $T, s$ - и  $h, s$ - диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,441$ ;  $\eta_t^{\text{вп}} = 0,458$ ;  $x_k = 0,759$ ;  $x_k^{\text{вп}} = 0,872$ .

12.22. **Определить** термический КПД цикла Ренкина, если  $p_1 = 6$  МПа,  $t_1 = 450^\circ\text{C}$  и  $p_2 = 0,004$  МПа.

**Ответ:**  $\eta_t = 40,2 \%$ .

12.23. **Определить** работу 1 кг пара в цикле Ренкина, если  $p_1 = 2$  МПа,  $t_1 = 450^\circ\text{C}$  и  $p_2 = 0,004$  МПа. Изобразить данный цикл в  $p, v$ -,  $T, s$ - и  $h, s$ -диаграммах/

**Ответ:**  $l_0 = 1161$  кДж/кг.

12.24. **Найти** термический КПД и мощность паровой машины, работающей по циклу Ренкина, при следующих условиях: при впуске пар имеет давление  $p_1 = 1,5$  МПа и температуру  $t_1 = 300^\circ\text{C}$ ; давление пара при выпуске  $p_2 = 0,01$  МПа; часовой расход пара составляет 940 кг/ч.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,296$ ;  $N = 220$  кВт.

12.25. **Определить** КПД электростанции, если удельный расход теплоты на 1 кВт · ч равен 12 140 кДж.

**Ответ:**  $\eta_{\text{ст}} = 29,6 \%$ .

12.26. **Определить** экономию, которую дает применение паровых турбин с начальными параметрами  $p_1 = 3,5$  МПа и  $t_1 = 435^\circ\text{C}$  по сравнению с турбинами, имеющими начальные параметры  $p_1 = 2,9$  МПа и  $t_1 = 400^\circ\text{C}$ . Давление в конденсаторе для обеих турбин  $p_2 = 0,004$  МПа. Относительный эффективный КПД обеих турбин принять одинаковым и равным  $\eta_e = 0,8$  (относительный эффективный КПД турбин:  $\eta_e = \eta_{oi} \cdot \eta_m$ ).

**Ответ:**  $\eta_{oi1} = 0,86$ ;  $\eta_{oi2} = 0,91$ ;  $\Delta\eta = 3,08 \%$ .

### 13. Циклы холодильных машин и установок

Для понижения температуры тел ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры применяются *холодильные машины*.

Отвод теплоты от охлаждаемых тел и перенос ее к горячему источнику осуществляется рабочим телом, которое называется *холодильным агентом*.

Искусственный холод находит широкое применение в народном хозяйстве и, особенно, в пищевой промышленности [2].

Перенос теплоты от охлаждаемого тела к более нагретому, согласно второму закону термодинамики, должен осуществляться некоторым компенсирующим процессом, которым чаще всего является превращение работы в теплоту или ввод в цикл дополнительного количества теплоты более высокого температурного потенциала.

В большинстве случаев производство холода основано на совершении рабочим телом обратного кругового цикла. Таким идеальным циклом холодильной машины является обратимый обратный цикл *Карно*, принципиальная схема и термодинамический цикл которого изображены на рисунке 13.1.

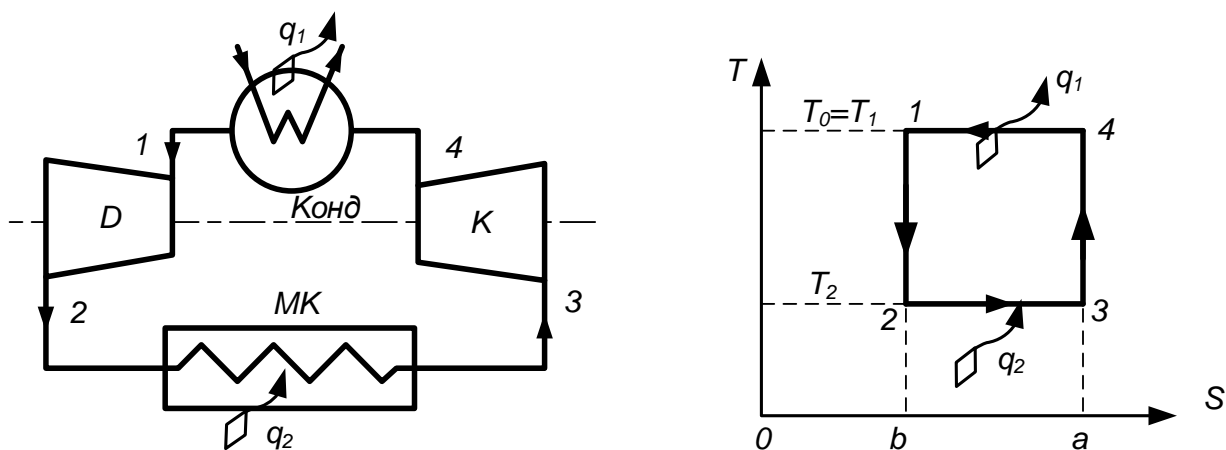


Рисунок 13.1 – Принципиальная схема и идеальный цикл холодильной машины

Холодильная установка, работающая по циклу *Карно*, состоит из компрессора *K*, конденсатора *Конд*, детандера *Д* (расширительная камера), морозильной камеры *МК*.

Термодинамический цикл состоит из двух адиабат и двух изотерм. В этом цикле при изотермическом расширении 2-3 рабочее тело отнимает от охлаждаемых тел количество теплоты  $q_2$ , измеряемое площадью 2 – 3 – а – b. Далее рабочее тело в состоянии точки 3 поступает в компрессор *K*, сжимается в нем до состояния точки 4 (адиабата сжатия 3 – 4), в результате чего температура рабочего тела возрастает с  $T_2$  до  $T_1 = T_0$  (температура окружающей среды).

На этот процесс затрачивается работа  $l$  от постороннего источника, равная площади 1 – 2 – 3 – 4. В изотермическом процессе 4 – 1 рабочее тело отдает

окружающей среде при постоянной температуре  $T_1 = T_0$  количество теплоты  $q_1$ , измеряемое площадью  $4-l-b-a$ .

В процессе 1 – 2 рабочее тело адиабатически расширяется до состояния точки 2, при этом его температура уменьшается с  $T_0$  до  $T_2$ .

Таким образом, в результате совершения обратного цикла *Карно* от холодного источника (охлаждаемых тел) отбирается при постоянной температуре  $T_2$  количество теплоты  $q_2$ , к циклу подводится от постороннего источника работа  $l$ , и вся теплота  $q_2 + l = q_1$  отдается горячему источнику (окружающая среда) при постоянной температуре  $T_1 = T_0$ .

Таким образом,  $q_2 + l = q_1$  или  $q_1 - q_2 = l$ .

Количество теплоты  $q_2$ , отбираемое от охлаждаемого тела в единицу времени, называется *холодопроизводительностью* установки.

Степень совершенствования холодильной установки характеризуется *холодильным коэффициентом*  $\varepsilon_t$ , который представляет собой отношение количества отведенной теплоты  $q_2$  (холодопроизводительности машины) к затраченной работе  $l$ :

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (13.1)$$

Эффективность холодильной установки будет тем выше, чем больше ее холодильный коэффициент, т.е. чем выше ее холодопроизводительность при той же затраченной работе.

### ***Цикл паровой компрессионной холодильной машины***

Возможность приблизить экономичность холодильной установки к экономичности цикла Карно в интервале температур холодного тела и окружающей среды появилась с получением рабочих тел, имеющих низкие температуры фазового перехода из жидкости в пар. К таким веществам относятся фреоны. Для таких веществ можно осуществить холодильный цикл в области влажного насыщенного пара. В настоящее время в паровых компрессионных холодильных установках в качестве холодильных агентов применяются аммиак  $NH_3$ , двуокись углерода  $CO_2$  и различные фреоны – фторхлорпроизводные углеводороды со структурной формулой  $C_m H_x F_y Cl_z$ .

Преимуществом цикла паровой компрессионной холодильной машины является то, что использование в нем рабочего вещества в обеих фазах, жидкой и газообразной, делает возможным практическое осуществление обратного цикла *Карно*. Принципиальная схема паровой компрессионной машины приведена на рисунке 13.2.

Принципиальная схема *реальной* паровой компрессионной холодильной установки несколько отличается от показанной на рисунке 13.2.

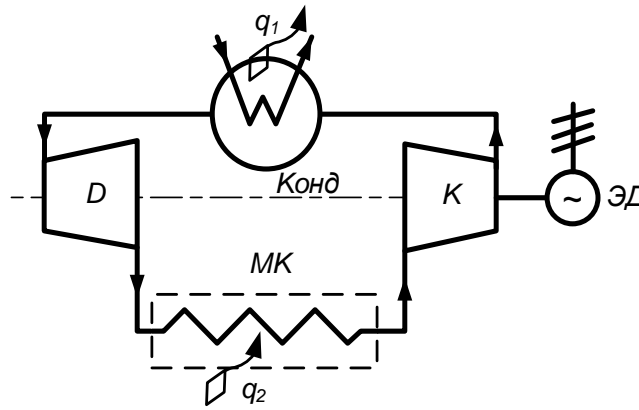


Рисунок 13.2 – Принципиальная схема парокompрессионной холодильной машины

В этой установке детандер заменен регулирующим дроссельным вентилем, в котором осуществляется дросселирование рабочего тела. Замена детандера дроссельным вентилем значительно упрощает конструкцию и эксплуатацию установки, а некоторое увеличение потерь на дросселирование в таких машинах невелико. Кроме того, при всасывании в компрессор пары хладагента сепарируются до состояния сухого насыщенного пара, и поэтому в компрессоре сжатие осуществляется в области перегретого пара, что приводит к увеличению холодопроизводительности машины. Схема реальной паровой компрессионной холодильной машины показана на рисунке 13.3.

Работа установки происходит следующим образом (см. рисунок 13.3 и рисунок 13.4). Компрессор  $K$  всасывает из морозильной камеры насыщенные пары хладагента со степенью сухости  $x_2$ , близкой к единице при давлении  $p_2$  и температуре насыщения  $t_{н2}$ . Рабочая среда при сжатии в компрессоре перегревается и в состоянии точки  $b$  поступает в конденсатор  $Конд$ , где от нее последовательно отнимается теплота перегрева пл.  $b - n - b'' - b'$  и теплота парообразования, пл.  $m - n - b'' - m'$ , т.е. среда обращается в конденсат с давлением  $p_1$  и температурой  $t_{н1}$ .

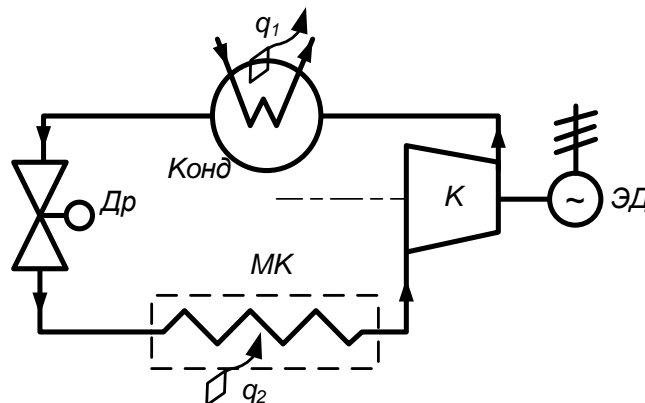


Рисунок 13.3 – Принципиальная схема реальной парокompрессионной холодильной машины

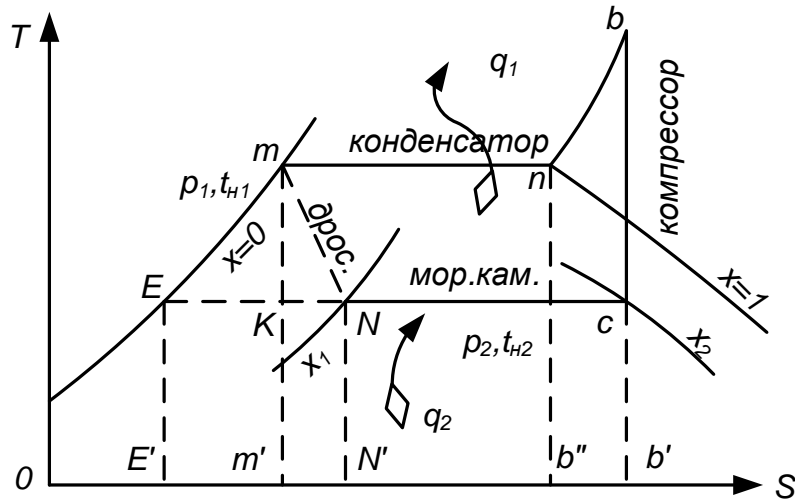


Рисунок 13.4. – Действительный цикл холодильной машины в  $T,s$ -диаграмме:  
 линия  $c - b$  – адиабатный процесс сжатия в компрессоре; линия  
 $b - n$  – изобарный процесс охлаждения в конденсаторе (снятие теплоты  
 перегрева пара); линия  $n - m$  – изобарно-изотермический процесс конденсации  
 пара

Из конденсатора конденсат хладагента проходит через дроссельное устройство, в котором происходит его дросселирование с понижением давления от  $p_1$  до  $p_2$  (линия  $m - N$ ).

При этом конденсат переходит в смесь пара и жидкости со степенью сухости  $x_1$  и температурой  $t_{н2}$ . С подводом теплоты  $q_2$  в морозильной камере степень сухости хладагента увеличивается с  $x_1$  до  $x_2$ , и затем хладагент всасывается в компрессор в состоянии точки  $c$ .

#### Тепловая $T,s$ -диаграмма действительного холодильного цикла

Пунктирная линия  $m - N$  – условный процесс дросселирования среды в дросселе ( $h = \text{const}$ ). Поскольку в результате дросселирования энтальпия рабочего тела не меняется, то площадь  $E - m - m' - E'$  равна площади  $E - N - N' - E'$  (при отсчете  $h$  от точки  $E$ ).

Удельная работа компрессора ПКХУ:

$$l_k = h_b - h_c. \quad (13.2)$$

На пути  $N - c$  влажный пар отнимает от охлаждаемых тел в морозильной камере количество теплоты

$$q_2 = \text{пл } N - c - b' - N' = h_c - h_N. \quad (13.3)$$

Теплота, отданная теплоносителем в конденсаторе

$$q_1 = q_2 + l = \text{пл } b - n - m - m' - b = h_b - h_m. \quad (13.4)$$

Следовательно, работа, затрачиваемая за один цикл, равна:

$$l = l_k = q_1 - q_2 = h_b - h_c. \quad (13.5)$$

Холодильный коэффициент реальной ПКХУ соответствует выражению:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_k} = \frac{h_c - h_N}{h_b - h_c}. \quad (13.6)$$

Определение холодопроизводительности ПКХУ выполняется так же, как для любой холодильной установки:

$$Q_2 = G \cdot q_2. \quad (13.7)$$

Если бы в установке вместо дросселя был бы детандер, то процесс расширения в нем шел бы по адиабате  $m-K$ , и  $q_2$  в этом случае  $q_2 = \text{пл. } K - c - b' - m'$ , а при дросселировании –  $q_2' = \text{пл. } N - c - b' - N'$ . Таким образом, введение дросселя приводит к потере холодопроизводительности установки, равной:

$$\Delta q = q_2 - q_1 = \text{пл. } K - N - N' - m'. \quad (13.8)$$

### Цикл воздушной холодильной машины

Глубокое охлаждение тел и связанные с этим многие процессы основываются на применении воздушных холодильных машин, получивших название детандеров – академика *Капицы* и холодильных машин *Линде*. В качестве рабочего тела в холодильных установках можно использовать обычный воздух.

Принцип работы детандеров *Капицы* основывается на глубоком расширении сжатого до высокого давления и охлажденного воздуха, а машин *Линде* – на ступенчатом сжатии и дросселировании охлажденного воздуха.

Рассмотрим принципиальную схему и термодинамический цикл машины *Капицы* (рис. 13.5). При адиабатном расширении воздуха от температуры внешней среды  $T_0$  практически можно снизить температуру воздуха до  $-60^\circ\text{C}$ .

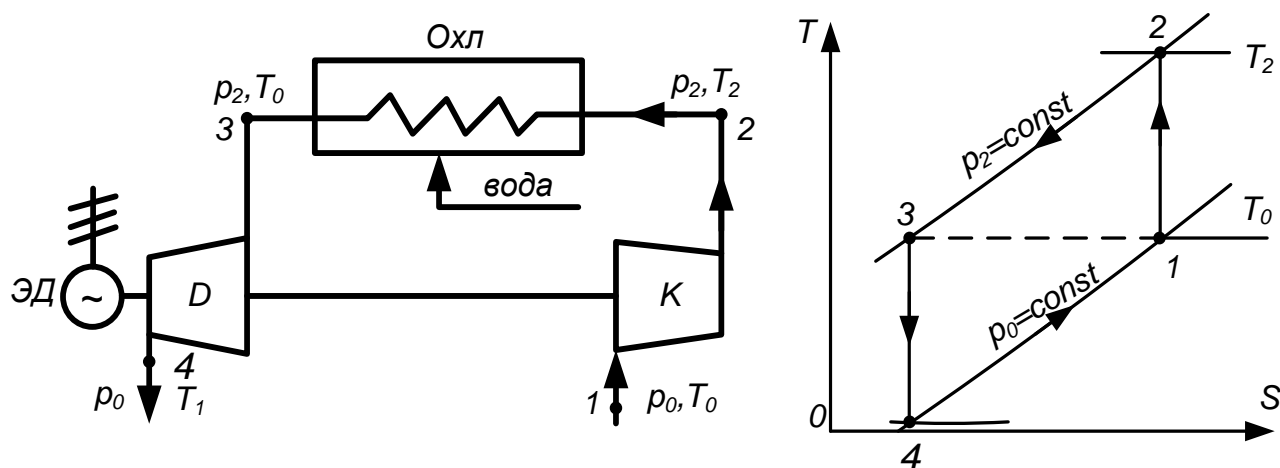


Рисунок 13.5 – Принципиальная схема и термодинамический цикл воздушной холодильной машины

Установка состоит из компрессора  $K$ , охладителя  $Охл$ , детандера  $D$ , электродвигателя  $ЭД$ . Компрессор всасывает воздух из атмосферы в состоянии

точки 1 при  $p_0$  и  $T_0$ , сжимает его адиабатически до состояния точки 2 с температурой большей относительно температуры окружающей среды до  $p_2$  и  $T_2$  (процесс 1-2). Затем сжатый до высокого давления воздух поступает в охладитель, где он изобарно охлаждается до температуры окружающей среды  $T_0$  (процесс 2-3), передавая теплоту  $q_1$  во внешнюю среду. Из охладителя воздух поступает в воздушную турбину – детандер. В детандере воздух расширяется до первоначального давления  $p_1$  (процесс 3-4), в результате чего его температура становится ниже температуры холодного тела ( $T_4 < T_{хт}$ ), и создаются условия для отвода теплоты от охлаждаемого тела.

Далее сжатый и охлажденный воздух поступает в детандер, где адиабатически расширяется до атмосферного давления. При этом его температура уменьшится до  $T_1 < T_0$ . После детандера среда поступает в атмосферу, где при  $p_0 = const$  нагревается за счет теплоты атмосферы до начальной температуры  $T_0$ .

*Методика расчета ВХУ.* Одной из характеристик ВХУ является степень повышения давления воздуха в компрессоре

$$v = \frac{p_2}{p_1}.$$

Используя эту характеристику, определяются температуры в характерных точках обратимого цикла ВХУ в соответствии с уравнением:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = v^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}. \quad (13.9)$$

Необратимость в реальном цикле ВХУ характеризуется адиабатным коэффициентом компрессора

$$\eta_k = \frac{l_k}{l_{ki}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1} \quad (13.10)$$

и внутренним относительным КПД детандера

$$\eta_d = \frac{l_{di}}{l_d} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4}. \quad (13.11)$$

Удельная работа компрессора ВХУ

$$l_{ki} = \frac{l_k}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (13.12)$$

Удельная теплота, отводимая от рабочего тела в охладителе, рассчитывается как

$$q_{1i} = c_p(T_{2i} - T_3). \quad (13.13)$$

Удельная работа детандера определяется выражением:

$$l_{di} = \eta_d l_d = c_p(T_3 - T_{4i}). \quad (13.14)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу от охлаждаемого тела в холодильной камере:

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}). \quad (13.15)$$



Удельная работа, затраченная на реализацию обратимого цикла ВХУ:

$$l_i = l_{ki} - l_{di} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (13.16)$$

Холодильный коэффициент, характеризующий тепловую экономичность необратимого цикла ВХУ, соответствует выражению:

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{l_i} = \frac{q_{2i}}{q_{1i} - q_{2i}} = \frac{c_p(T_1 - T_{4i})}{c_p(T_{2i} - T_3) - c_p(T_1 - T_{4i})}. \quad (13.17)$$

Кроме холодильного коэффициента эффективность ВХУ определяет ее холодопроизводительность:

$$Q_{2i} = G \cdot q_{2i} = G \cdot c_p(T_1 - T_{4i}). \quad (13.18)$$

Рассмотрим такой пример:

Пусть компрессор всасывает воздух из атмосферы при давлении  $p_0 = 0,1$  МПа и температуре  $T_0 = 283$  К. В компрессоре воздух сжимается до  $p_2 = 8$  МПа и затем охлаждается с  $T_2$  до  $T_0 = 283$  К. Далее сжатый и охлажденный воздух поступает в детандер, где адиабатически расширяется до давления  $p_0$ .

Определим температуру воздуха после детандера:

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_0}{T_1}, \text{ где } k=1,4 \text{ и } \frac{k-1}{k} = 0,286.$$

Откуда

$$T_1 = \frac{T_0}{\left(\frac{8}{0,1}\right)^{0,286}} = \frac{283}{80^{0,286}} = \frac{283}{3,47} = 81,6 \text{ К}.$$

Следовательно,

$$t_1 = 273 - 81,6 = -191 \text{ }^\circ\text{C}.$$

В конце адиабатического расширения температура воздуха достигнет *минус 191,4°С*.

### Задачи к разделу 13

13.1. Для цикла воздушной холодильной установки (рис. 13.6 и 31.7) задано: холодопроизводительность  $Q_{2i} = 10$  кВт, температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры  $t_{\text{хт}} = -10^\circ\text{C}$ , а на выходе из охладителя  $t_{\text{ос}} = 20^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\nu = 4$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,82$ , а внутренний относительный КПД детандера  $\eta_d = 0,84$ . Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

**Определить** расход рабочего тела в ВХУ, мощность двигателя, обеспечивающего ее работу, и холодильный коэффициент установки.

#### Решение

Сначала определяются температуры воздуха на выходе из компрессора и детандера для идеального цикла ВХУ:

$$T_2 = T_1 \cdot \nu^{\frac{k-1}{k}} = 263 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 390,8 \text{ К};$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\frac{k-1}{v \cdot k}} = \frac{293}{\frac{1,4-1}{4 \cdot 1,4}} = 197,2.$$

Далее рассчитываются те же температуры воздуха для реального цикла ВХУ:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} = 263 + \frac{390,8 - 263}{0,82} = 418,9;$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_d(T_3 - T_4) = 293 - 0,84 \cdot (293 - 197,2) = 212,5 \text{ К.}$$

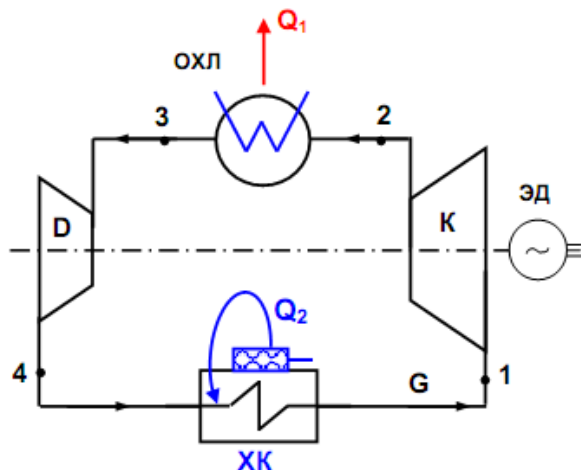


Рисунок 13.6 – Схема воздушной холодильной установки:

$K$  – компрессор;  $ОХЛ$  – охладитель;  
 $D$  – детандер;  $ХК$  – холодильная камера;  $ЭД$  – электродвигатель;  
 $G$  – расход воздуха

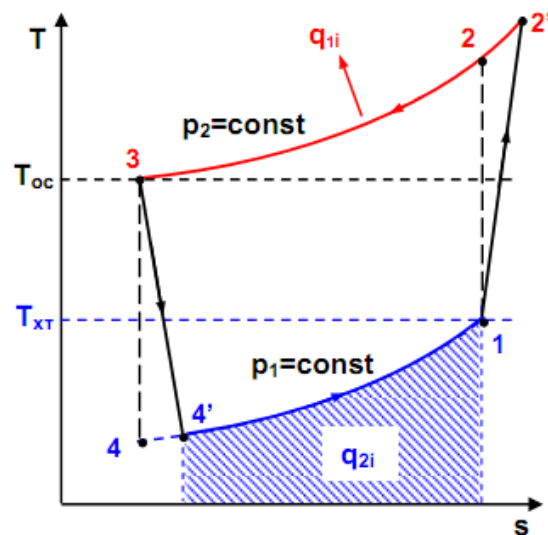


Рисунок 13.7 – Реальный цикл ВХУ в  $T,s$ - диаграмме

Определим изобарную теплоемкость идеального воздуха:

$$c_p = \frac{R}{2} (i + 2) = \frac{8314}{28,96 \cdot 2} (5 + 2) = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)},$$

– рассчитаем удельные технические работы компрессора, детандера и всего цикла:

$$l_{ki} = \frac{l_k}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1) = 1 \cdot (418,9 - 263) = 155,9 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{di} = l_d \cdot \eta_d = c_p(T_3 - T_{4i}) = 1 \cdot (293 - 212,5) = 80,5 \text{ кДж/кг};$$

$$l_i = l_{ki} - l_{di} = 155,9 - 80,5 = 75,4 \text{ кДж/кг}.$$

– удельную теплоту, подводимую к рабочему телу в холодильной камере:

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}) = 1 \cdot (263 - 212,5) = 50,5 \text{ кДж/кг}.$$

Далее определяются:

– расход рабочего тела в ВХУ:

$$G = \frac{Q_{2i}}{q_{2i}} = \frac{10}{50,5} = 0,198 \text{ кг/с};$$

– мощность двигателя, необходимая на привод установки:

$$W_i = G \cdot l_i = 0,198 \cdot 75,4 = 14,93 \text{ кВт},$$

– холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{l_i} = \frac{50,5}{75,4} = 0,670.$$

**Ответ:**  $G = 0,198 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $W_i = 14,93 \text{ кВт}$ ;  $\varepsilon_i = 0,670$ .

13.2. Для цикла воздушной холодильной установки (рис. 13.6 и 13.7) задано: температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры  $t_{\text{хт}} = -20^\circ\text{C}$ , а на выходе из охладителя  $t_{\text{ос}} = 20^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\nu = 5$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,8$ , а внутренний относительный КПД детандера  $\eta_d = 0,82$ .

Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент идеальной ВХУ, работающей по циклу Карно в интервале тех же температур:  $t_{\text{хт}} = -20^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{ос}} = 20^\circ\text{C}$ ;
- 2) холодильный коэффициент идеального цикла ВХУ;
- 3) холодильный коэффициент реального цикла ВХУ;
- 4) расход рабочего тела в данной ВХУ, если мощность двигателя на ее привод  $W_i = 10 \text{ кВт}$ ;
- 5) холодопроизводительность данной ВХУ.

**Ответ:**  $\varepsilon_{t_k}^k = 6,33$ ,  $\varepsilon_t = 1,71$ ,  $\varepsilon_i = 0,506$ ,  $G = 0,104 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ,

$Q_{2i} = 5,06 \text{ кВт}$ .

13.3. Для цикла воздушной холодильной установки (рис. 13.6 и 13.7) задано: температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры поддерживается постоянной  $t_{\text{хт}} = -7^\circ\text{C}$ , а на выходе из охладителя температура изменилась от  $t_{\text{ос1}} = 20^\circ\text{C}$  до  $t_{\text{ос2}} = 25^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\nu = 5$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,8$ , а внутренний относительный КПД детандера  $\eta_d = 0,82$ .

Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

**Определить:**

- 1) холодильные коэффициенты данной ВХУ при заданных двух условиях ее работы ( $t_{\text{ос1}} = 20^\circ\text{C}$  и  $t_{\text{ос2}} = 25^\circ\text{C}$ );
- 2) расход рабочего тела в данной ВХУ в этих режимах ее работы, если ее холодопроизводительность должна оставаться постоянной:  $Q_{2i} = 1 \text{ кВт}$ ;
- 3) мощности двигателя на ее привод  $W_i$  в этих режимах ее работы. Сделать вывод о более экономичном режиме ВХУ.

**Ответ:**

- 1)  $\varepsilon_{1i} = 0,584$ ,  $\varepsilon_{2i} = 0,558$ ;
- 2)  $G_1 = 0,0162 \text{ кг/с}$ ,  $G_2 = 0,0172 \text{ кг/с}$ ;

3)  $W_{1i} = 1,71$  кВт,  $W_{2i} = 1,79$  кВт.

Холодильный коэффициент уменьшился на 4,45 % (относительных), расход рабочего тела увеличился на 5,81 %, мощность на привод установки увеличилась на 4,47 % в режиме работы при  $t_{oc2} = 25^\circ\text{C}$  по сравнению с режимом при  $t_{oc1} = 20^\circ\text{C}$ .

13.4. Парокомпрессорная холодильная установка работает на фреоне-22 по идеальному циклу  $1-2-3-4-1$  (рисунок 13.8). Холодопроизводительность установки  $Q_2 = 50$  кВт. Температура конденсации паров фреона в охладителе  $t_3 = t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ , температура в холодильной камере  $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона на выходе из компрессора  $x_2 = 1$ .

**Определить** холодильный коэффициент, расход фреона и мощность двигателя, затраченную на привод компрессора.

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.2.

**Ответ:**  $\varepsilon_t = 5,35$ ,  $G = 0,318$  кг/с,  $W_K = 9,34$  кВт.

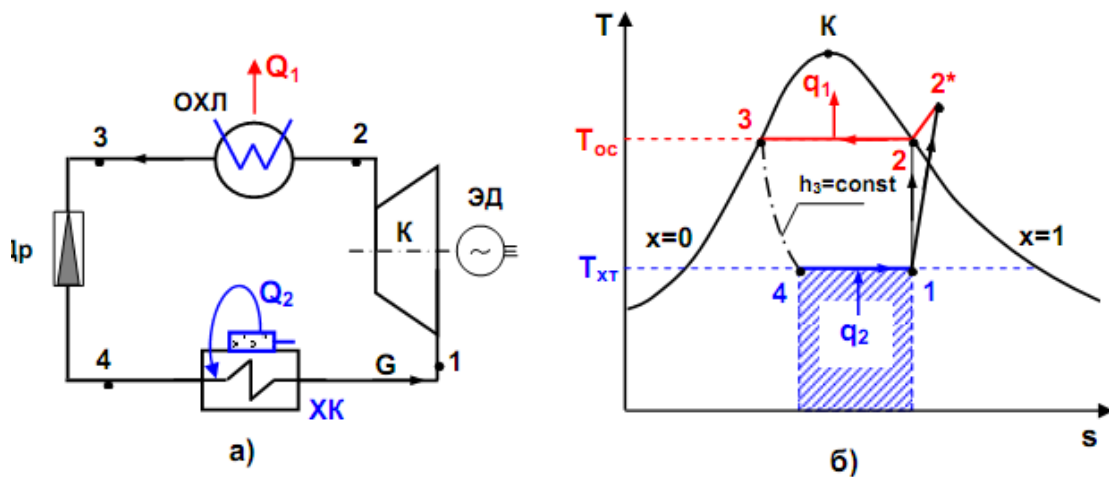


Рисунок 13.8 – Парокомпрессорная холодильная установка:  
а – схема, б – цикл в  $T,s$ -диаграмме

13.5. Парокомпрессорная холодильная установка работает на фреоне-22 по реальному циклу  $1-2'-3-4-1$  (рис. 13.8). Холодопроизводительность установки  $Q_{2i} = 50$  кВт. Температура конденсации паров фреона в охладителе  $t_3 = t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ , температура в холодильной камере  $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона в конце обратимого адиабатного процесса в компрессоре  $x_2 = 1$ .

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.2.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент ПКХУ;
- 2) расход фреона и мощность двигателя, затраченную на привод компрессора, если необратимый процесс в компрессоре характеризуется адиабатным коэффициентом  $\eta_K = 0,85$ .

**Ответ:**  $\varepsilon_i = 4,55$ ,  $G = 0,318$  кг/с,  $W_{Ki} = 11,0$  кВт.

13.6. Парокомпрессорная холодильная установка (рис. 13.8) использует в качестве рабочего тела фреон-12. Температура рабочего тела на выходе из

холодильной камеры  $t_{\text{хт}} = -20^\circ\text{C}$ , а на выходе из охладителя  $t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона на выходе из компрессора в обратимом адиабатном процессе сжатия  $x_2 = 1$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,83$ . Холодопроизводительность ПКХУ  $Q_{2i} = 1$  кВт.

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.1.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

**Ответ:**  $\varepsilon_t = 5,46$ ,  $\varepsilon_i = 4,5$ ,  $G = 0,00816$  кг/с,  $W_{ki} = 0,229$  кВт.

13.7. Парокомпрессорная холодильная установка (рис. 13.8) использует в качестве рабочего тела аммиак. Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры  $t_{\text{хт}} = -23^\circ\text{C}$ , степень сухости аммиака на входе в компрессор  $x_1 = 0,92$ , степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = 6,42$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,83$ .

Холодопроизводительность ПКХУ  $Q_{2i} = 1$  кВт.

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.4.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

**Ответ:**  $\varepsilon_t = 4,51$ ,  $\varepsilon_i = 3,75$ ,  $G = 0,001$  кг/с,  $W_{ki} = 0,266$  кВт.

13.8. Парокомпрессорная холодильная установка (рис. 13.8) использует в качестве рабочего тела двуокись углерода  $\text{CO}_2$ . Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры  $t_{\text{хт}} = -23^\circ\text{C}$ , температура  $\text{CO}_2$  на выходе из компрессора в обратимом процессе адиабатного сжатия  $t_2 = 27^\circ\text{C}$ , степень повышения давления в компрессоре  $\nu = 3,36$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,83$ . Холодопроизводительность ПКХУ  $Q_{2i} = 1$  кВт.

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.3.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

**Ответ:**  $\varepsilon_t = 3,15$ ,  $\varepsilon_i = 2,62$ ,  $G = 0,00822$  кг/с,  $W_{ki} = 0,382$  кВт.

13.9. Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором работает на фреоне-22 (рис. 13.9). Холодопроизводительность установки  $Q_2 = 50$  кВт. Температура конденсации фреона в охладителе  $t_3 = t_{\text{oc}} = 20^\circ\text{C}$ , температура в холодильной камере  $t_{\text{хт}} = -20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона на входе в компрессор

$x_1 = 0,933$ , а на выходе из холодильной камеры  $x_6 = 0,85$ . Адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,85$ .

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.2.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) расход фреона для реального цикла ПКХУ;
- 3) мощность двигателя на привод компрессора.

**Ответ:**  $\varepsilon_i = 5,4$ ,  $G = 0,268$  кг/с,  $W_{ki} = 9,26$  кВт.

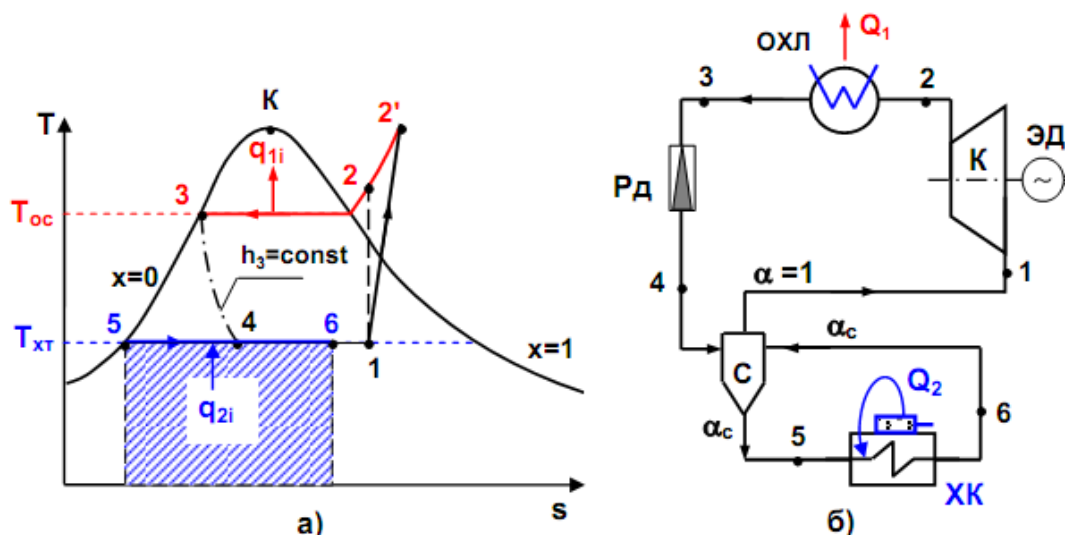


Рисунок 13.9 – Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором:  
а – цикл в  $T,s$ -диаграмме; б – схема

13.10. Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором (рис. 13.9) использует в качестве рабочего тела фреон-12. Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры  $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$ , а на выходе из охладителя  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона на выходе из сепаратора  $x_1 = 0,96$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,87$ . Степень сухости фреона на выходе из холодильной камеры  $x_6 = 0,85$ . Расход рабочего тела в ПКХУ  $G = 0,005$  кг/с.

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.1.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) мощность двигателя на привод компрессора;
- 3) холодопроизводительность установки.

**Ответ:**  $\varepsilon_i = 4,75$ ,  $W_{ki} = 0,127$  кВт,  $Q_{2i} = 0,604$  кВт.

13.11. Парокомпрессорная холодильная установка с регенерацией работает на фреоне-22 (рис. 13.10). Холодопроизводительность установки  $Q_2 = 50$  кВт. Температура конденсации пара в охладителе  $t_3 = t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ , температура в холодильной камере –  $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$ , степень сухости фреона на выходе из холодильной камеры  $x_1 = 0,933$ . Охлаждение жидкого фреона в регенераторе  $t_3 - t_3^* = 10^\circ\text{C}$ . Адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,85$ .

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.2.

**Определить:**

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) расход фреона для реального цикла ПКХУ;
- 3) мощность двигателя на привод компрессора.

**Ответ:**  $\varepsilon_i = 4,69$ ,  $G = 0,295$  кг/с,  $W_{ki} = 10,7$  кВт.

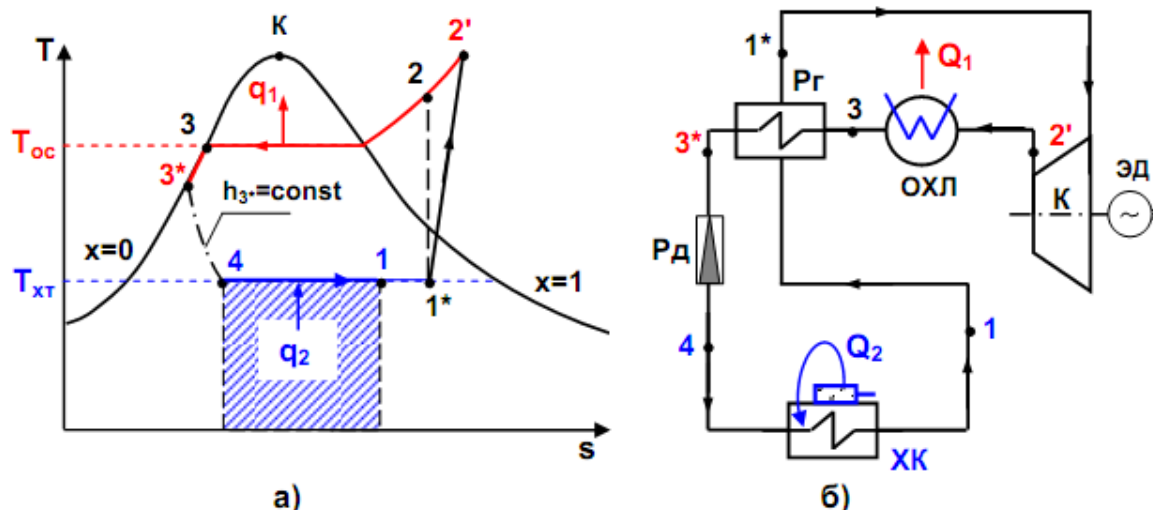


Рисунок 13.10 – Парокомпрессорная холодильная установка с регенерацией:  
а – цикл в  $T,s$ - диаграмме; б – схема

13.12. Холодильная установка работает по обратимому циклу *Карно* в интервале температур  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  и  $t_2 = -20^\circ\text{C}$  и затрачивает работу в количестве  $l_k = 100$  кДж.

**Определить** холодильный коэффициент цикла и его холодопроизводительность  $Q_2$ .

**Ответ:**  $\varepsilon_t^k = 6,325$ ;  $Q_2 = 632,5$  кДж.

13.13. Теоретическая мощность аммиачного компрессора холодильной установки составляет 50 кВт. Температура испарения аммиака  $t_1 = -5^\circ\text{C}$ . Из компрессора пар аммиака выходит сухим насыщенным при температуре  $t_2 = 25^\circ\text{C}$ . Температура жидкого аммиака понижается в редукционном вентиле.

**Определить** холодопроизводительность 1 кг аммиака и часовую холодопроизводительность всей установки.

**Ответ:**  $q_0 = 1040 \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}$ ;  $Q = 1474 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}$ .

13.14. Компрессор углекислотной холодильной установки всасывает сухой пар и сжимает его по адиабате. Температура испарения углекислоты  $t_1 = -10^\circ\text{C}$ , а температура конденсации  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ . После конденсации жидкая углекислота расширяется в редукционном вентиле.

**Определить** тепловую нагрузку конденсатора, если холодопроизводительность углекислотной установки равна  $Q = 419$  МДж/ч. Представить цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:**  $Q = 52,34$  МДж/ч.

## 14. Циклы теплонасосных установок

Практически во всех промышленных предприятиях после завершения технологических процессов имеются значительные выбросы низкопотенциальной теплоты в виде теплой воды, паровоздушной смеси, горячих газов и других видов тепловых выбросов, содержащих огромное количество тепловой энергии, выбрасываемой в атмосферу, гидросферу и литосферу. Эти выбросы оказывают вредное влияние на экологическую обстановку и указывают на не вполне эффективное использование теплоты топлива [2].

Одним из возможных путей утилизации низкопотенциальной теплоты, т.е. повышения использования теплоты топлива и улучшения экологии, является использование тепловых насосов.

### Цикл парокомпрессионного теплового насоса

Парокомпрессионный тепловой насос представляет собой обращенную холодильную машину, его идеальным циклом является обратный обратимый цикл *Карно*. Принципиальная схема и термодинамический цикл парокомпрессионной теплонасосной установки изображены на рисунке 14.1.

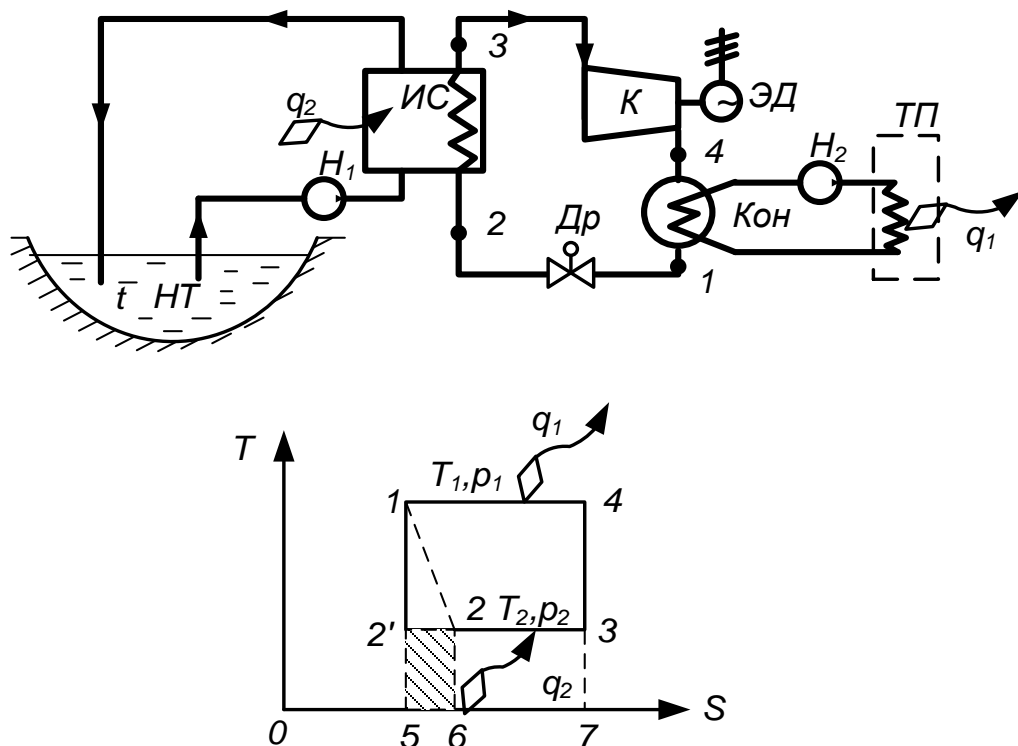


Рисунок 14.1 – Принципиальная схема и цикл теплонасосной установки

Сбросная низкопотенциальная теплота (*НТ*) в виде нагретой воды, парогазовой смеси и др. с температурой  $t$  поступает в испаритель *ИС*, где от нее холодильный агент при постоянной температуре  $T_2 = t' + 273$  отнимает количество теплоты  $q_2$ , равной площади 2-3-7-6, и его температура падает с  $t$  до  $t'$ . Охлажденный поток низкопотенциальной теплоты затем выбрасывается в



окружающую среду. Далее холодильный агент в состоянии точки 3 всасывается в компрессор и адиабатически сжимается до состояния точки 4. При этом его температура и давление повышаются с  $p_2$  до  $p_1$  и с  $T_2$  до  $T_1$ .

Удельная работа компрессора (см. рисунок 14.1)

$$l_k = h_4 - h_3. \quad (14.1)$$

Удельная теплота, отводимая от рабочего тела в теплообменнике (полезный продукт цикла)

$$q_1 = h_4 - h_1. \quad (14.2)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу со стороны внешней среды (низкопотенциальная теплота  $HT$ ), рассчитывается исходя из процесса 3-2:

$$q_2 = h_3 - h_2. \quad (14.3)$$

На осуществление этого процесса затрачивается работа

$$l = l_k = h_4 - h_3 = \text{пл. } 1 - 2' - 3 - 4. \quad (14.4)$$

Отобранная от охлаждаемого тела теплота  $q_2$  и подведенная к циклу работа  $l$  в виде теплоты  $q_1 = q_2 + l$  в изобарно-изотермическом процессе 4-1 отдается в конденсаторе хладагентом нагреваемому теплоносителю, который насосом подается тепловому потребителю (например, отопление зданий).

Эффективность работы теплового насоса характеризуется *коэффициентом преобразования*:

$$\varphi = \frac{q_1}{l_k} = \frac{l+q_2}{l_k} = \frac{h_4-h_1}{h_4-h_3} = 1 + \varepsilon_t, \quad (14.5)$$

где  $\varepsilon_t$  – холодильный коэффициент.

Так как холодильный коэффициент  $\varepsilon_t > 0$ , то коэффициент преобразования всегда больше, чем затрачено работы на реализацию цикла:  $\varphi > 1$ .

Кроме отопительного коэффициента эффективность цикла теплового насоса характеризуется его *тепловой мощностью*:

$$Q = G \cdot q_1 = G \cdot (h_4 - h_1). \quad (14.6)$$

### ***Цикл парокомпрессионного экологически чистого теплового насоса***

Другой тип парокомпрессионных теплонасосных установок основывается на использовании паров вскипания. Принципиальная схема и рабочий процесс в таких установках в  $h,s$ -диаграмме представлены на рисунке 14.2.

Установка состоит из дегазатора  $D$ , испарителя  $I$ , компрессора  $K$ , электродвигателя  $ЭД$ , насоса  $H$  и дросселя  $Др$ .

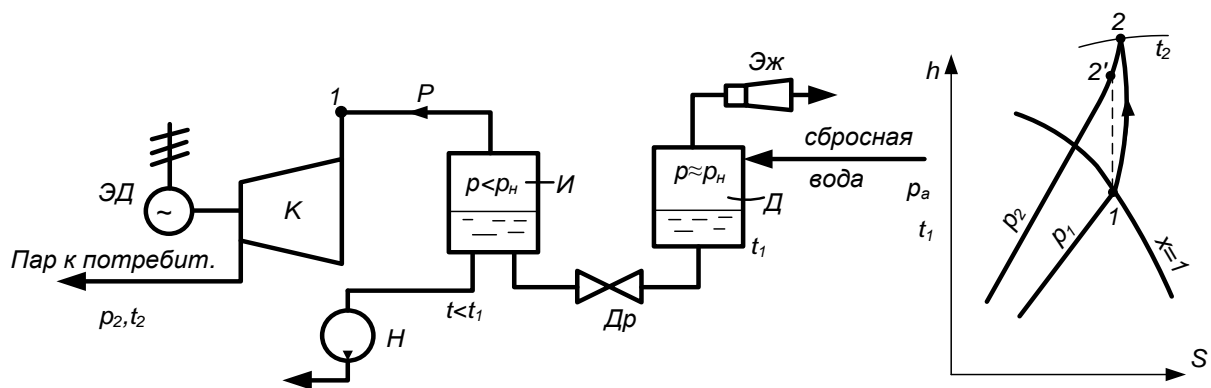


Рисунок 14.2 – Теплонасосная установка, работающая на парах вскипания

Сброшенная вода с давлением  $p_a$  и температурой  $t_1$  подается в дегазатор  $Д$ , где поддерживается давление  $p \approx p_n$  немного выше давления насыщения, соответствующего температуре  $t_1$ .

В дегазаторе происходит выделение из потока воды вредных газов  $CO_2$ ,  $O_2$  и др. и удаление их из дегазатора в атмосферу эжектором. Затем дегазированная вода через дроссель поступает в испаритель, где поддерживается давление немного ниже давления насыщения, соответствующего температуре  $t < t_1$ . В испарителе происходит вскипание части жидкости и появляются пары вскипания с давлением  $p$  и соответствующей температурой  $t < t_1$ . Пары вскипания всасываются компрессором  $К$ , сжимаются в нем до давления  $p_2$  и температуры  $t_2$  по политропе  $1-2$  и подаются потребителю. Неиспарившаяся вода из испарителя насосом  $Н$  подается в сливную канализацию.

Коэффициент преобразования таких установок может быть достаточно высоким и достигать величины  $\varphi = 5 \div 8$ .

## Задачи к разделу 14

14.1. Отопительная установка (тепловой насос) работает по обратимому циклу *Карно* в интервале температур  $t_1 = 100^\circ\text{C}$  и  $t_2 = 10^\circ\text{C}$ , затрачивая работу в количестве  $l = 100$  кДж.

**Определить** отопительный коэффициент цикла  $\varphi_t$  и его теплопроизводительность (тепловую мощность)  $Q_1$ .

**Ответ:**  $\varphi_t = 4,14$ ,  $Q_1 = 414$  кДж.

14.2. **Определить**, на сколько изменится термический КПД цикла, если в условиях задачи 1 температуру пара перед турбиной принять равной  $520^\circ\text{C}$  ( $t_0 = 520^\circ\text{C}$ ), оставив все другие условия без изменения.

**Ответ:**  $\eta_t = 44,16\%$  (увеличится на  $2,09\%$ )

14.3. **Определить**, на сколько изменится термический КПД цикла, если в условиях задачи 1 давление пара в конденсаторе принять равным  $0,03$  бар ( $p_k = 0,03$  бар), оставив все другие условия без изменения.

**Ответ:**  $\eta_t = 43,258\%$  (увеличится на  $1,184\%$ ).

14.4. Пользуясь  $h,s$ -диаграммой, **определить** энтальпию пара:

а) сухого насыщенного при  $p = 2,2$  МПа;

б) влажного насыщенного при  $p = 0,8$  МПа и  $x = 0,96$ ;

в) перегретого при  $p = 2,9$  МПа и  $t = 400^\circ\text{C}$ .

**Ответ:** а)  $h'' = 2802$  кДж/кг; б)  $h_x = 2688$  кДж/кг;  
в)  $h = 3232$  кДж/кг.

14.5. 100 кг продуктов сгорания топлива с температурой  $T_1 = 1800$  К (рис. 10.1) и постоянной теплоемкостью  $c_p = 1$  кДж/(кг · К) используются в качестве источника теплоты (процесс 1-2) для осуществления цикла Карно 1-2-3-4 с высшей температурой  $T_1^k = 800$  К и низшей температурой, соответствующей внешней среде  $T_2^k = T_{oc} = 290$  К.

**Определить:**

- эксергию (максимальную работоспособность) продуктов сгорания и работу цикла Карно;
- возрастание энтропии системы и потерю эксергии за счет необратимостей при осуществлении цикла Карно;
- коэффициенты использования теплоты  $\eta_Q$  для обратимых циклов 1-4-3-2 и 1-2-3-4, относительный эксергетический КПД цикла Карно  $\eta_{ex}^{1-2-3-4} = l_t^k / E_{AB}$ .

**Ответ:**  $E_{1-2} = 98$  МДж;  $l_t^k = 63,75$  МДж;  $\Delta S_c = 118,3 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}$ ;  
 $\nabla E = 34,3$  МДж;  $\eta_Q^{1432} = 0,765$ ;  $\eta_Q^{1234} = 0,638$ ;  $\eta_{ex}^{1234} = 0,65$ .

14.6. Тепловой насос работает по парокомпрессорному циклу с дроссельным вентилем (рис. 14.3). Рабочее тело – вода.

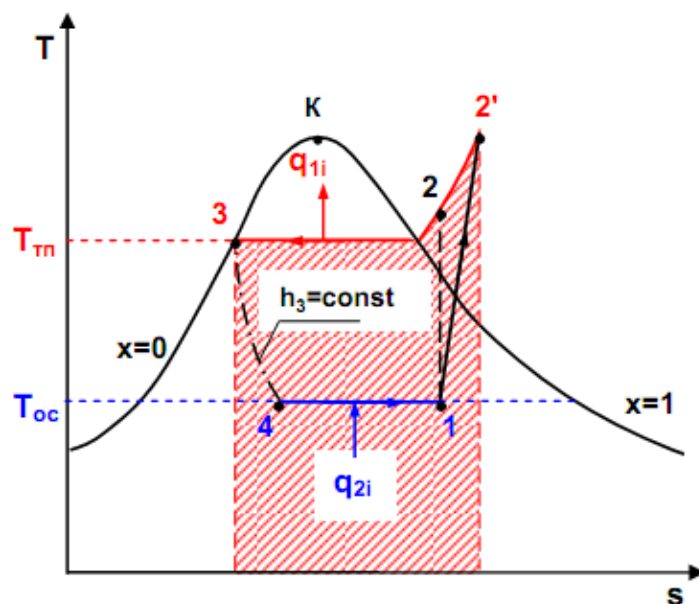


Рисунок 14.3 – Цикл парокомпрессорного теплового насоса в  $T,s$ -диаграмме

Тепловой насос обеспечивает потребителя теплотой в количестве  $Q_{тп} = 10$  кВт при  $t_{тп} = 100^\circ\text{C}$  и температуре окружающей среды  $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$ .

Водяной пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости  $x_1 = 0,9$ . Адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,87$ .

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Определить:**

- 1) отопительный коэффициент цикла  $\varphi_i$ ;
- 2) расход рабочего тела  $G$ ;
- 3) мощность, затраченную на привод компрессора  $W_{ki}$ .

**Ответ:**  $\varphi_i = 3,806, G = 0,00394$  кг/с,  $W_{ki} = 2,63$  кВт.

14.7. Тепловой насос работает по парокомпрессорному циклу с дроссельным вентилем (рис. 14.3). Рабочее тело – аммиак. Тепловой насос обеспечивает потребителя теплотой при  $t_{ТП} = 87^\circ\text{C}$  и температуре окружающей среды  $t_{oc} = 7^\circ\text{C}$ . Аммиачный пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости  $x_1 = 0,9$ .

Мощность компрессора  $W_{ki} = 1$  кВт, а его адиабатный коэффициент  $\eta_k = 0,87$ . Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.4.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Определить:**

- 1) отопительный коэффициент цикла  $\varphi_i$ ;
- 2) расход рабочего тела  $G$ ;
- 3) мощность теплового потребителя  $Q_{ТП}$ .

**Ответ:**  $\varphi_i = 3,13, G = 0,003$  кг/с,  $Q_{ТП} = 3,13$  МВт

14.8. Тепловой насос работает по парокомпрессорному циклу с дроссельным вентилем (рис. 14.3). Рабочее тело – аммиак. Тепловой насос обеспечивает технологического потребителя теплотой  $Q_{ТП} = 10$  МВт при температуре окружающей среды  $t_{oc} = 17^\circ\text{C}$ . Аммиачный пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости  $x_1 = 0,9$ . Степень повышения давления в компрессоре  $\nu = p_2/p_1 = 6,45$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,87$ .

Свойства рабочего тела даны в таблице П.3.4.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Определить:**

- 1) температуру теплового потребителя  $t_{ТП}$ ;
- 2) отопительный коэффициент цикла  $\varphi_i$ ;
- 3) расход рабочего тела  $G$ ;
- 4) мощность, затраченную на привод компрессора  $W_{ki}$ .

**Ответ:**  $t_{ТП} = 88,8^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_i = 2,31$ ,  $G = 9$  кг/с,  $W_{ki} = 4,32$  МВт.

## 15. Циклы двигателей внутреннего сгорания

В поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) в качестве рабочего тела используются продукты сгорания органического топлива [6]. Цилиндры этих двигателей выполняют функции камеры сгорания и устройств для сжатия и расширения рабочего тела. В качестве холодного источника теплоты в ДВС используется внешняя среда (выхлоп продуктов сгорания в атмосферу).

Для упрощения термодинамического анализа циклов ДВС принимается ряд допущений.

1. Количество рабочего тела в цикле ДВС будем считать неизменным и равным расходу воздуха. Это допущение объясняется малым процентным массовым расходом топлива по отношению к расходу воздуха.

2. Свойства рабочего тела будем считать соответствующими свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

3. Процессы выхлопа отработавших газов и процесс забора новой порции воздуха взаимно компенсируют друг друга (их нет). Это возможно, т.к. оба эти процесса идут практически при постоянном давлении окружающей среды в противоположных направлениях.

4. Процесс отвода теплоты от рабочего тела в окружающую среду заменяется изохорным процессом охлаждения рабочего тела до температуры окружающей среды. То есть условно считается цикл замкнутым, а охлаждение рабочего тела осуществляется прямо в цилиндре при закрытых клапанах до температуры окружающей среды.

5. Процессы расширения и сжатия рабочего тела соответствуют адиабатным процессам. Эти процессы быстротечны, поэтому можно считать их адиабатными.

6. Процессы подвода теплоты к рабочему телу считаются в зависимости от типа двигателя изохорными или изобарными.

### ***Цикл ДВС с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме***

Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме соответствует карбюраторному двигателю. В этом двигателе в цилиндр поступает топливно-воздушная смесь, которая сжимается и за счет искры в электрической свече воспламеняется. Процесс горения топлива быстротечен и происходит практически при постоянном объеме.

Исходя из принятых допущений идеальный цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме можно показать в  $T,s$ -диаграмме в виде рисунка 15.1.

Для термодинамического анализа экономичности таких циклов ДВС используются следующие отношения объемов и давлений рабочего тела:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} - \text{степень адиабатного сжатия};$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} - \text{степень повышения давления}.$$

Эти относительные величины позволяют по известным параметрам рабочего тела в точке 1 (состояние равновесия с внешней средой) определить все термические параметры в характерных точках цикла ДВС.

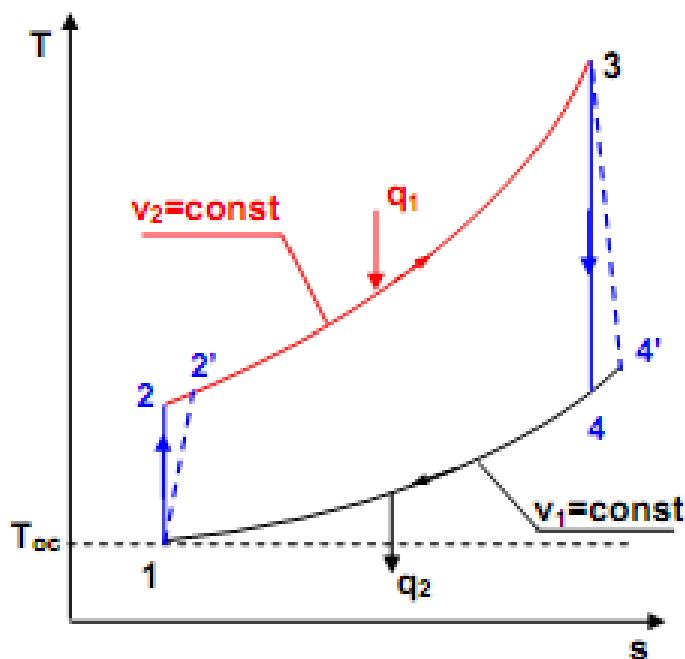


Рисунок 15.1 – Идеальный 1234 и реальный 12'34' циклы ДВС с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  в  $T,s$ -диаграмме

Расчетные формулы для различных циклов приведены в таблице 15.1.

### **Цикл ДВС с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном давлении**

Увеличить степень сжатия в ДВС можно путем сжатия в цилиндре только воздуха с последующим впрыскиванием в него топлива. При сжатии воздуха отсутствует ограничение на температуру самовоспламенения топлива, а высокая температура воздуха в конце процесса сжатия позволяет осуществить самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в цилиндр, без электрической свечи. Такой ДВС был предложен *Дизелем* (Германия), поэтому в настоящее время эти двигатели называют дизелями.

Цикл дизельного ДВС показан в  $T,s$ -диаграмме на рисунке 15.2.

Определяющими характеристиками данного цикла являются: степень сжатия  $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$  и степень предварительного расширения  $\rho = \frac{V_3}{V_2}$ .

Используя эти характеристики и параметры первой точки, можно определить остальные параметры цикла в характерных точках (см. таблицу 15.1).

Таблица 15.1 – Термодинамические циклы ДВС

Характеристика цикла	Подведенная $q_1$ и отведенная $q_2$ теплота, Дж/кг	Удельная работа цикла, кДж/кг	Термический КПД цикла $\eta_t$
Цикл <i>Карно</i> , рис. 10.1	$q_1 = RT_{max} \ln \frac{v_2}{v_1};$ $q_2 = RT_{min} \ln \frac{v_3}{v_4};$	$l_t = T_{max} - T_{min}$	$\eta_t = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}$
Теплота подводится при $v = const$ (Цикл <i>Отто</i> , рис. 15.1) $\varepsilon = v_1/v_2;$ $\lambda = p_3/p_2$	$q_1 = c_v(T_3 - T_2) =$ $= c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1);$ $q_2 = c_v(T_4 - T_1) = c_v T_1 (\lambda - 1)$	$l_t = q_1 - q_2 = c_v T_1 (\varepsilon^{k-1} - 1)$ $(\lambda - 1)$	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$
Теплота подводится при $p = const$ (цикл <i>Дизеля</i> , рис. 15.2) $\varepsilon = v_1/v_2;$ $\rho = v_3/v_2$	$q_1 = c_p(T_3 - T_2);$ $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$	$l_t = q_1 - q_2 = c_p(T_3 - T_2) -$ $- c_v(T_4 - T_1)$	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)}$
Теплота подводится при $v = const$ и $p = const$ (цикл <i>Тринклера</i> , рис. 15.3) $\varepsilon = v_1/v_2;$ $\lambda = p_3/p_2;$ $\rho = v_4/v_3$	$q_1 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3);$ $q_2 = c_v(T_5 - T_1)$	$l_t = q_1 - q_2 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4$ $- T_3) - c_v(T_5 - T_1)$	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \times \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda(\rho - 1)}$

**Примечание:** Цифровые индексы при  $p$ ,  $v$  и  $T$  соответствуют номерам характерных точек цикла;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\lambda$  – степень повышения давления;  $\rho$  – степень предварительного расширения.

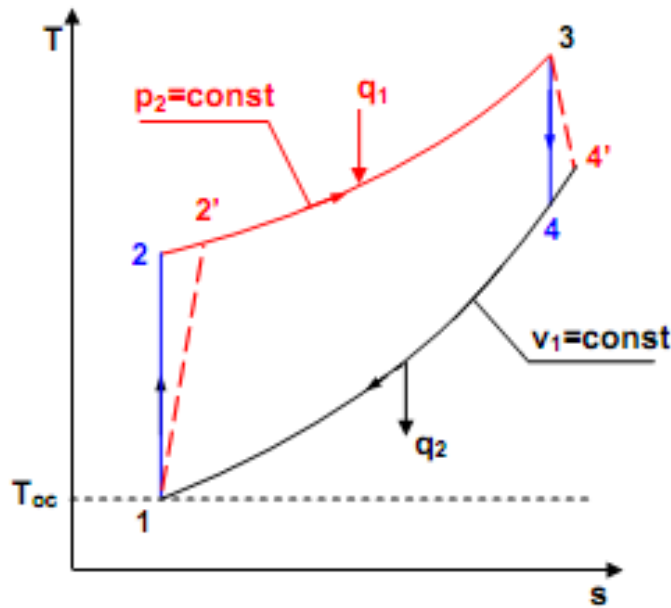


Рисунок 15.2 – Цикл ДВС с подводом теплоты при  $p = const$  в  $T,s$ -диаграмме:  
1234 – идеальный; 12'34' – реальный

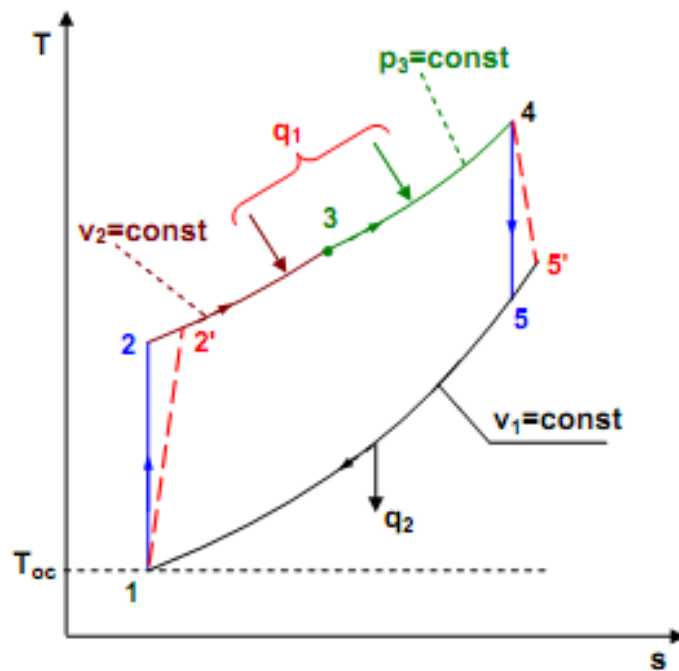


Рисунок 15.3 – Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу  
в  $T,s$ -диаграмме:  
12345 – идеальный; 12'345' – реальный

### ***Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу.***

В таком двигателе процесс сжигания топлива состоит из двух стадий:  
1 – частичное сгорание топлива в форкамере при постоянном объеме;  
2 – окончательное сгорание топлива при постоянном давлении в основном цилиндре.

Условный идеальный цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу в  $T,s$ -диаграмме показан на рисунке 15.3.



Определяющими характеристиками данного цикла являются: степень сжатия  $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ , степень повышения давления  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$  и степень предварительного расширения  $\rho = \frac{V_3}{V_2}$ .

Термический КПД такого цикла ДВС можно представить уравнением (см. таблицу 15.1):

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

Термодинамические циклы ДВС в  $p, v$ -диаграмме представлены на рисунках 15.4 – 15.6.

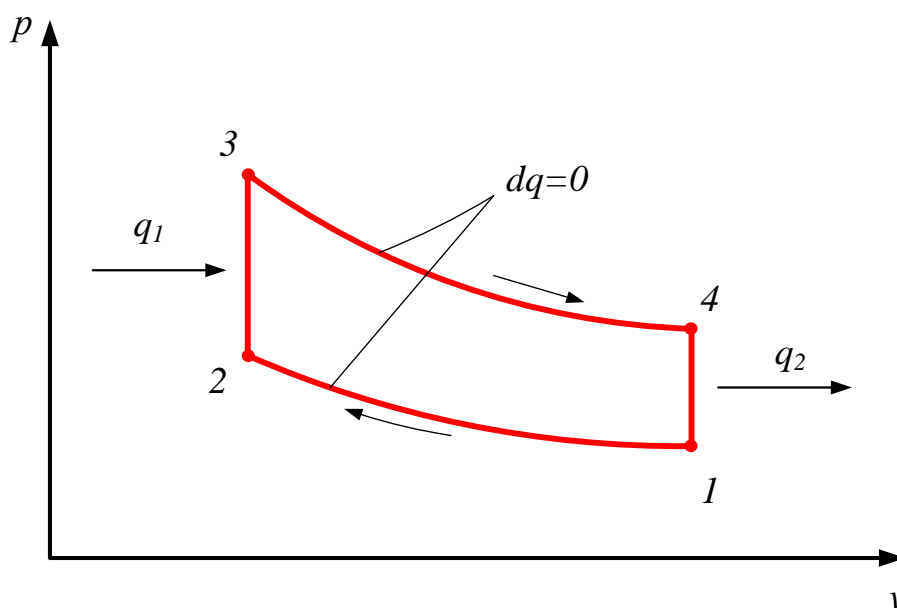


Рисунок 15.4 – Цикл ДВС с подводом теплоты при  $V = const$  в  $p, v$ -диаграмме

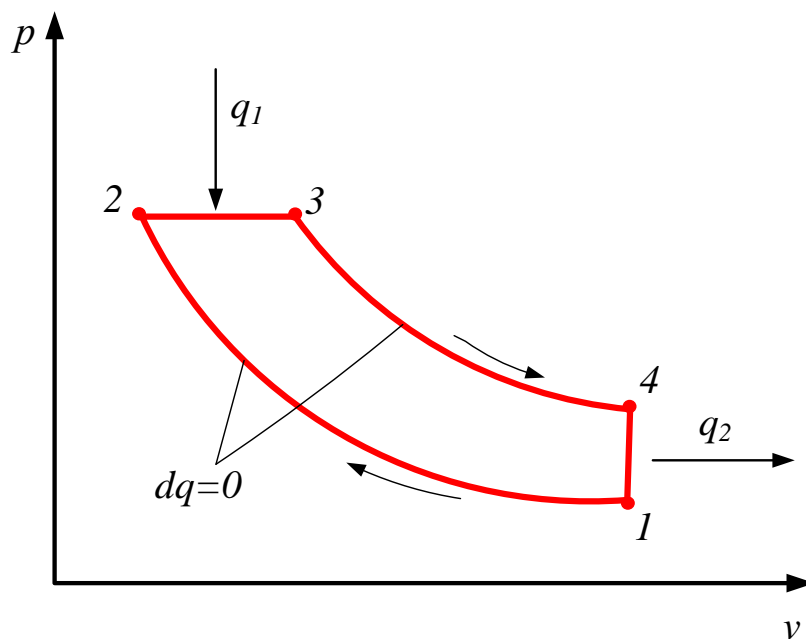


Рисунок 15.5 – Цикл ДВС с подводом теплоты при  $p = const$  в  $p, v$ -диаграмме

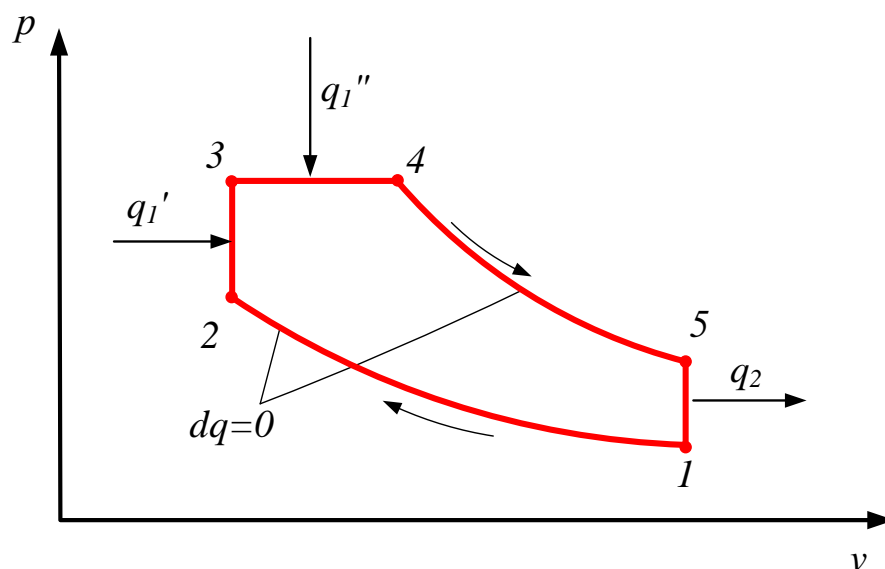


Рисунок 15.6 – Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты в  $p, v$ -диаграмме

### Задачи к разделу 15

15.1. **Определить** термический и внутренний абсолютный КПД идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , степень адиабатного сжатия  $\varepsilon = 7$ , температура в начале процесса адиабатного расширения  $t_3 = 1200^\circ\text{C}$ , коэффициенты адиабатного расширения и сжатия газа в цилиндре одинаковы ( $\eta_p = \eta_{\text{сж}} = 0,85$ ). Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными теплоемкостями  $c_v$  и  $c_p$ .

#### Решение

Для идеального цикла ДВС КПД определяется только величиной степени адиабатного сжатия  $\varepsilon$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{7^{1,4-1}} = 0,541.$$

Для необратимого цикла ДВС находят температуры в конце необратимых адиабатных процессов сжатия и расширения рабочего тела, используя адиабатные коэффициенты этих процессов и температуры в конце обратимых адиабатных процессов:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 7^{0,4} = 638 \text{ K};$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{1473}{7^{1,4-1}} = 676 \text{ K};$$

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{\text{сж}}} = 293 + \frac{638 - 293}{0,85} = 699 \text{ K};$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_p (T_3 - T_4) = 1473 - 0,85 (1473 - 676) = 796 \text{ K}.$$

Внутренний абсолютный КПД ДВС

$$\eta_i = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_p (T_{4i} - T_1)}{c_p (T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{(T_{4i} - T_1)}{(T_3 - T_{2i})} = \\ = 1 - (796 - 293)/(1473 - 699) = 0,35.$$

**Ответ:**  $\eta_t = 0,541$ ,  $\eta_i = 0,35$ .

15.2. **Определить** термический КПД и удельную работу идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (рис. 15.1), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С, давление и температура газа в начале процесса адиабатного расширения  $p_3 = 27$  бар,  $t_3 = 1100$  °С. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ .

Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,504$ ,  $l_t = 283$  кДж/кг.

15.3. **Определить** термический КПД и мощность идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (рис. 15.1), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С, температура газа в начале процесса адиабатного расширения  $t_3 = 1000$  °С, температура в конце адиабатного расширения  $t_4 = 400$  °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ .

Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,471$ ,  $W_t = 242$  кВт.

15.4. **Определить** термический КПД и удельную работу идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (рис. 15.2), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 40$  °С,  $t_2 = 800$  °С,  $t_4 = 600$  °С. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ . Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,655$ ,  $l_t = 763$  кДж/кг.

15.5. **Определить** термический КПД и мощность идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (рис. 15.2), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С, температура газа в начале процесса адиабатного расширения  $t_3 = 1200$  °С, температура в конце адиабатного расширения  $t_4 = 400$  °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ .

Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,588$ ,  $W_t = 388$  кВт.

15.6. **Определить** термический и внутренний абсолютный КПД цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении, для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С, степень адиабатного сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2 = 16$ , температура газа в начале процесса адиабатного расширения  $t_3 = 1200$  °С,

коэффициенты адиабатного расширения и сжатия в цилиндре одинаковы и равны  $\eta_p = \eta_{сж} = 0,85$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ .

**Ответ:**  $\eta_t = 0,631$ ,  $\eta_i = 0,354$ .

15.7. **Определить** максимальное давление  $p_{max}$ , температуру  $t_3$  и термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 15.3), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 17$  °С. Удельная теплота, подведенная к рабочему телу при  $v = const$   $q_1' = 200$  кДж/кг, равна теплоте  $q_1''$ , подведенной при  $p = const$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с  $\mu = 28,96$  кг/кмоль и  $k = 1,4$ . Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $p_{max} = 53,7$  бар,  $t_3 = 214$  °С,  $\eta_t = 0,646$ .

15.8. **Определить** термический КПД и мощность идеального цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 15.3), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 80$  °С, степень адиабатного сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2 = 15$ ,  $p_3 = p_4 = 60$  бар, температура газа в конце адиабатного расширения  $t_5 = 400$  °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с  $k = 1,4$ . Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,652$ ,  $W_t = 428$  кВт.

15.9. **Определить** внутренний абсолютный КПД и мощность цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 15.3), для которого задано:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 30$  °С, степень адиабатного сжатия  $\varepsilon = v_1/v_2 = 18$ , степень повышения давления  $\lambda = p_3/p_{2i} = 1,3$ , температура газа в начале процесса адиабатного расширения  $t_4 = 1500$  °С.

Коэффициенты адиабатного расширения и сжатия в цилиндре одинаковы и равны  $\eta_p = \eta_{сж} = 0,85$ . Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с  $k = 1,4$ . Цикл изобразить в  $T,s$ - и  $p,v$ -диаграммах.

**Ответ:**  $\eta_i = 0,426$ ,  $W_i = 256$  кВт.

15.10. **Сравнить** термические КПД, максимальные температуры  $T_{max}$  и давления  $p_{max}$  газов в цилиндрах трех идеальных циклов ДВС с одинаковыми  $q_1 = 500$  кДж/кг и  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С:

- 1) с подводом теплоты при постоянном объеме,  $\varepsilon = v_1/v_2 = 10$ ;
  - 2) с подводом теплоты при постоянном давлении,  $\varepsilon = v_1/v_2 = 15$ ;
  - 3) со смешанным подводом теплоты,  $\varepsilon = v_1/v_2 = 15$  и  $\lambda = p_3/p_2 = 1,3$ .
- Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с  $k = 1,4$ .

Циклы изобразить в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $\eta_t = 0,602$ ,  $T_{max} = T_3 = 1093$  К,  $p_{max} = p_3 = 37,4$  бар;  
 2)  $\eta_t = 0,626$ ,  $T_{max} = T_3 = 1366$  К,  $p_{max} = p_3 = 44,3$  бар;  
 3)  $\eta_t = 0,656$ ,  $T_{max} = T_4 = 1365$  К,  $p_{max} = 57,6$  бар.

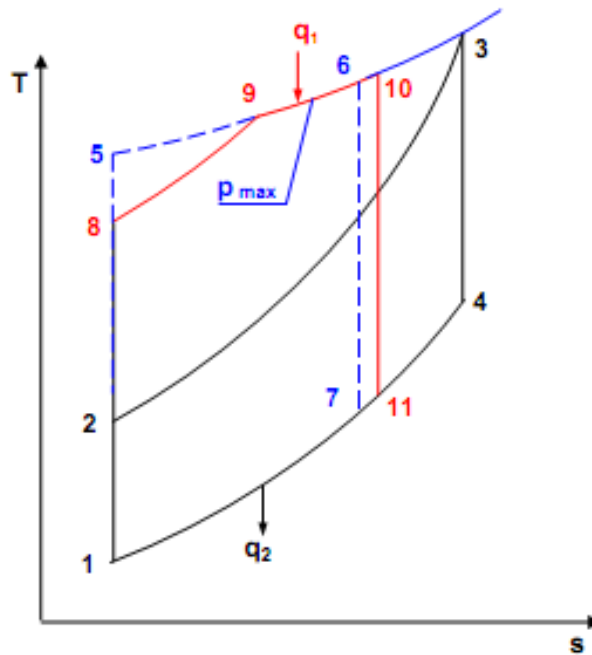


Рисунок 15.7 – Циклы ДВС с одинаковыми  $q_1$  и  $p_{max}$  в  $T,s$ -диаграмме

15.11. **Сравнить** термические КПД и максимальные температуры трех идеальных циклов ДВС с одинаковыми  $q_1 = 500$  кДж/кг, максимальным давлением  $p_{max} = 60$  бар и  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °C (рис. 15.7):

- 1) ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме и  $t_3 = 1200$  °C;
- 2) ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении;
- 3) ДВС со смешанным подводом теплоты и  $\lambda = p_9/p_8 = 1,3$

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с  $k = 1,4$ .

Циклы изобразить в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $\eta_t = 0,629$ ,  $T_{max} = T_3 = 1473$  К;

2)  $\eta_t = 0,660$ ,  $T_{max} = T_3 = 1444$  К;

3)  $\eta_t = 0,633$ ,  $T_{max} = T_4 = 1450$  К.

## 16. Циклы газотурбинных установок

В газотурбинных установках (ГТУ) используется рабочее тело в виде газов, которые производят техническую работу в газовых турбинах (ГТ) [6].

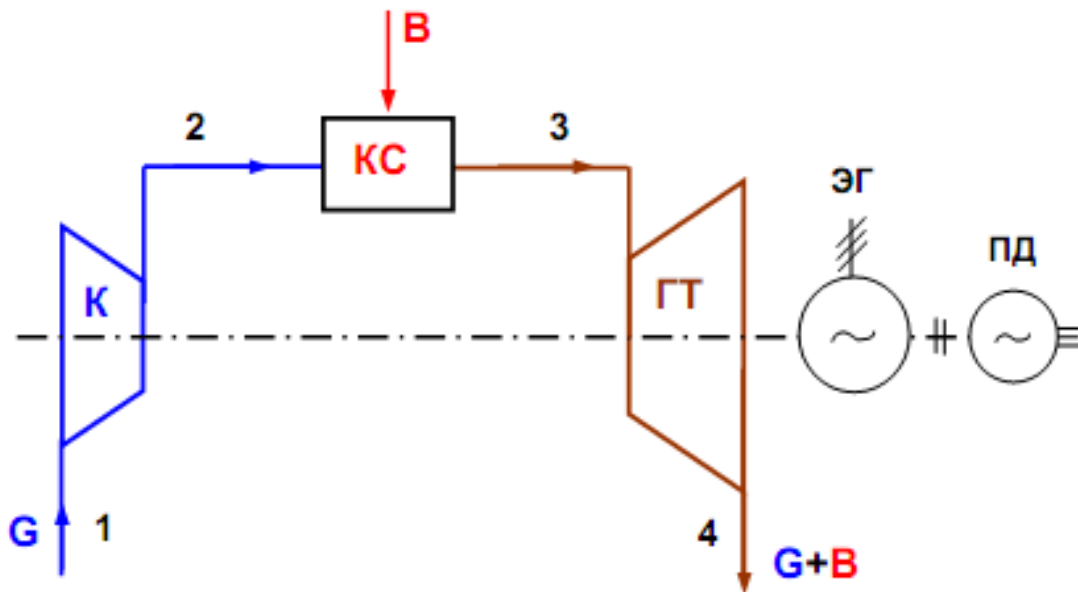


Рисунок 16.1 – Схема газотурбинной установки разомкнутого цикла:

$K$  – компрессор;  $КС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  
 $ЭГ$  – электрический генератор;  $ПД$  – пусковой двигатель;  $G_e$  – расход воздуха;  
 $B$  – расход топлива

Наибольшее применение в энергетике нашли ГТУ с разомкнутым циклом (рис. 16.1).

В таких ГТУ воздух забирается компрессором из атмосферы и при большом давлении подается в камеру сгорания, где осуществляется изобарное сжигание жидкого или газообразного топлива. Продукты сгорания органического топлива имеют температуру более  $2000^{\circ}\text{C}$ .

Анализ тепловой экономичности ГТУ выполняется со следующими допущениями [8]:

1. Свойства рабочего тела ГТУ во всех точках ее процесса будем считать аналогичными свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянной изобарной теплоемкостью.

2. Массовое количество рабочего тела во всех точках процесса будем считать одинаковым и равным количеству воздуха, поступающему в компрессор ( $G_B$ ).

3. Условно будем считать цикл ГТУ замкнутым между точками 4 и 1 (рис. 16.2) по изобарному процессу отвода теплоты от рабочего тела. Очевидно, что газы за ГТУ охлаждаются в окружающей среде при постоянном атмосферном давлении, а воздух в компрессор поступает при том же давлении, поэтому отвод теплоты соответствует изобарному процессу между точками 4 и 1.

В соответствии с принятыми выше допущениями обратимый (идеальный) цикл ГТУ в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах представлен на рисунке 16.2.

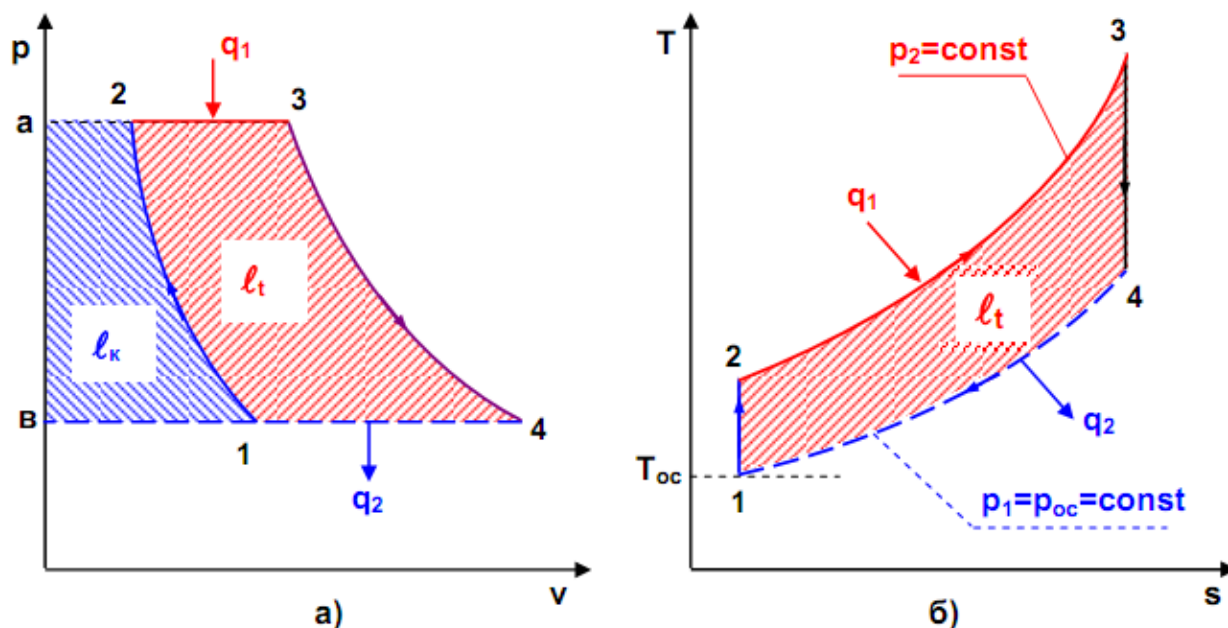


Рисунок 16.2 – Идеальный цикл разомкнутой ГТУ:  
а – в  $p, v$ -диаграмме; б – в  $T, s$ -диаграмме

### **Методика расчета тепловой экономичности обратимого цикла ГТУ**

Удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса сжатия воздуха в компрессоре 1-2 соответствует разности энтальпий этого процесса, а для воздуха со свойствами идеального газа – разности температур, умноженной на изобарную теплоемкость воздуха:

$$l_k = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (16.1)$$

В  $p, v$ -диаграмме работа компрессора может быть представлена площадью под процессом 1-2 в проекции на ось давлений 1 – 2 – а – в.

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу в камере сгорания, соответствует изобарному процессу 2-3 и рассчитывается как

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2). \quad (16.2)$$

В  $T, s$ -диаграмме  $q_1$  соответствует площадь под процессом 2-3.

Удельной технической работе обратимого адиабатного процесса расширения газа в турбине 3-4 соответствует разность энтальпий этого процесса, а для продуктов сгорания топлива со свойствами идеального газа – разности температур, умноженной на изобарную теплоемкость воздуха:

$$l_{гт} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4). \quad (16.3)$$

В  $p, v$ -диаграмме работа турбины может быть представлена площадью под процессом 3-4 в проекции на ось давлений 3 – 4 – а – в.

Удельной теплоте, отведенной от рабочего тела в окружающую среду, соответствует изобарный процесс 4-1, который рассчитывается как

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1). \quad (16.4)$$

В  $T,s$ -диаграмме  $q_2$  соответствует площадь под процессом 4-1.

Удельная работа цикла ГТУ может определяться как разность работ турбины и компрессора или как разность подведенной к рабочему телу и отведенной от рабочего тела теплоты:

$$l_t = l_{\text{ГТ}} - l_{\text{К}} = q_1 - q_2. \quad (16.5)$$

Необходимо обратить внимание на то, что в ГТУ работа компрессора может составлять до 50 % от работы газовой турбины (рис. 16.2, а).

Термический КПД цикла ГТУ определяется выражением:

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}, \quad (16.6)$$

где  $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ , т.к. для адиабатных процессов 1-2 и 3-4, проходящих в интервале одинаковых давлений  $p_1$  и  $p_2$ , справедливо соотношение:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Отношение давлений  $\pi_{\text{К}} = p_2/p_1$  называют *степенью повышения давления в компрессоре*. При выражении отношения температур в уравнении (16.6) через степень повышения давления:

$$\frac{T_2}{T_1} = \pi_{\text{К}}^{\frac{k-1}{k}}$$

уравнение термического КПД цикла ГТУ будет иметь вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_{\text{К}}^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (16.7)$$

Из уравнения (16.7) следует, что термический КПД цикла ГТУ зависит только от степени повышения давления воздуха в компрессоре, при этом, чем больше степень повышения давления в компрессоре, тем больше термический КПД цикла. Однако это не совсем так.

В качестве дополнительного показателя экономичности ГТУ был введен *коэффициент работы* –  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{l_t}{l_{\text{ГТ}}} = \frac{l_{\text{ГТ}} - l_{\text{К}}}{l_{\text{ГТ}}} = 1 - \frac{l_{\text{К}}}{l_{\text{ГТ}}}. \quad (16.8)$$

Кроме степени повышения давления воздуха в компрессоре на тепловую экономичность идеального цикла ГТУ оказывают влияние температура газов за камерой сгорания  $T_3$  и температура воздуха на входе в компрессор  $T_1$ . При увеличении температуры  $T_3$  и уменьшении  $T_1$  увеличиваются значения  $p_2$  и



$\pi_{k\max}$ , соответственно происходит увеличение максимального значения термического КПД и  $\pi_{k\text{opt}}$ .

Для оценки влияния температур  $T_3$  и  $T_1$  на экономичность ГТУ введена степень повышения температуры в цикле –  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{T_3}{T_1}. \quad (16.9)$$

Используя коэффициенты  $\pi_k$ ,  $\varphi$  и  $\lambda$ , можно выбрать оптимальные параметры рабочего тела для идеального цикла ГТУ.

### ***Тепловая экономичность реального цикла ГТУ***

Необратимость в реальном цикле ГТУ характеризуется наличием трения в адиабатных процессах сжатия  $1-2'$  и расширения  $3-4'$  рабочего тела в компрессоре и газовой турбине (рис. 16.3).

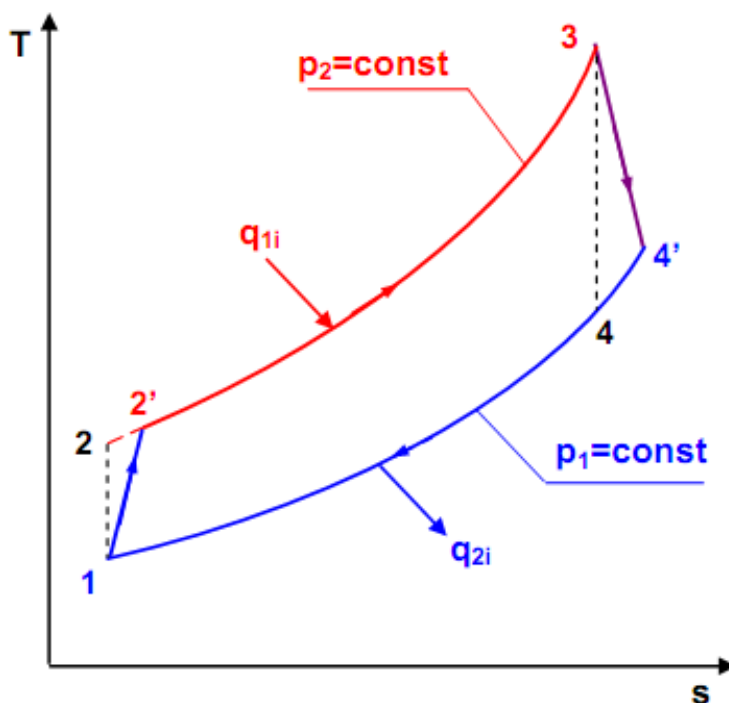


Рисунок 16.3 – Реальный (необратимый) цикл разомкнутой ГТУ в  $T,s$ -диаграмме

Необратимость адиабатного процесса сжатия в компрессоре характеризует адиабатный коэффициент компрессора:

$$\eta_k = \frac{l_k}{l_{ki}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1}. \quad (16.10)$$

Необратимость адиабатного процесса расширения газа в турбине характеризует внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_T = \frac{l_{Ti}}{l_T} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4}. \quad (16.11)$$

Эти коэффициенты определяются опытным путем для конкретной ГТУ. При расчетах ими пользуются как известными величинами или принимают их на основании справочных данных по ГТУ.

Используя эти коэффициенты, рассчитываются действительные температуры в конце адиабатных процессов:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k}; \quad (16.12)$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_t(T_3 - T_4). \quad (16.13)$$

Определение работы компрессора и турбины, подведенной и отведенной теплоты к рабочему телу и работа действительного цикла ГТУ, ведется аналогично идеальному циклу ГТУ, но с использованием реальных параметров рабочего тела:

$$l_{ki} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1); \quad (16.14)$$

$$q_{1i} = c_p(T_3 - T_{2i}); \quad (16.15)$$

$$l_{гтi} = \eta_t c_p(T_3 - T_4) = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (16.16)$$

$$q_{2i} = c_p(T_{4i} - T_1); \quad (16.17)$$

$$l_i = l_{гтi} - l_{ki} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (16.18)$$

Тепловая экономичность действительного цикла ГТУ на первом этапе характеризуется внутренним абсолютным КПД

$$\eta_t = \frac{l_i}{q_{1i}} = \frac{l_{гтi} - l_{ki}}{q_{1i}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)\eta_t - c_p(T_2 - T_1)\frac{1}{\eta_k}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (16.19)$$

Выражение внутреннего абсолютного КПД ГТУ в виде функции от  $\pi_k$ ,  $\lambda$ ,  $\eta_t$ ,  $\eta_k$  имеет вид:

$$\eta_i = \frac{\lambda \left( 1 - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right) \eta_t - \frac{1}{\eta_k} \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\lambda - \left( 1 + \frac{1}{\eta_k} \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right)}. \quad (16.20)$$

Из уравнения (16.20) следует, что при неизменных значениях  $\lambda$  ( $T_1, T_3$ ) и  $\eta_k$ ,  $\eta_t$  внутренний абсолютный КПД ГТУ зависит от степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k$ .

При этом имеются максимумы КПД и работы цикла, которые находятся при разных степенях повышения давления ( $\pi_{ki \text{ opt1}}$  и  $\pi_{ki \text{ opt2}}$ ). Оптимальное значение степени повышения давления для реальной ГТУ следует выбирать с учетом ее КПД и максимальной работы цикла, которую характеризует коэффициент работы  $\phi$ .

### ***Регенеративный цикл ГТУ***

Схема и цикл в  $T,s$ -диаграмме регенеративной ГТУ представлены на рисунках 16.4 и 16.5.

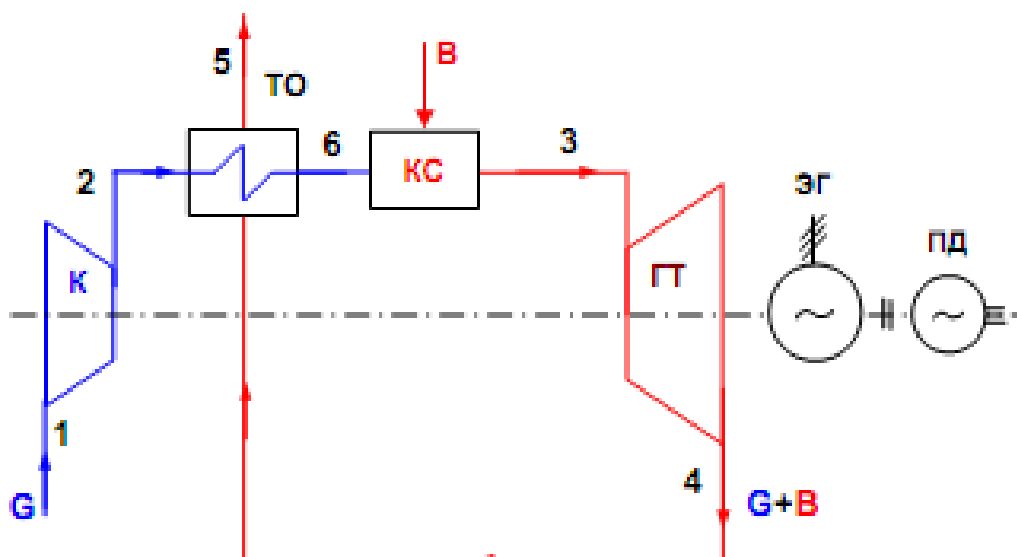


Рисунок 16.4 – Схема регенеративной ГТУ разомкнутого цикла:  
*К* – компрессор; *ТО* – теплообменник; *КС* – камера сгорания; *ГТ* – газовая турбина; *ЭГ* – электрический генератор; *ПД* – пусковой двигатель; *G* – расход воздуха; *B* – расход топлива

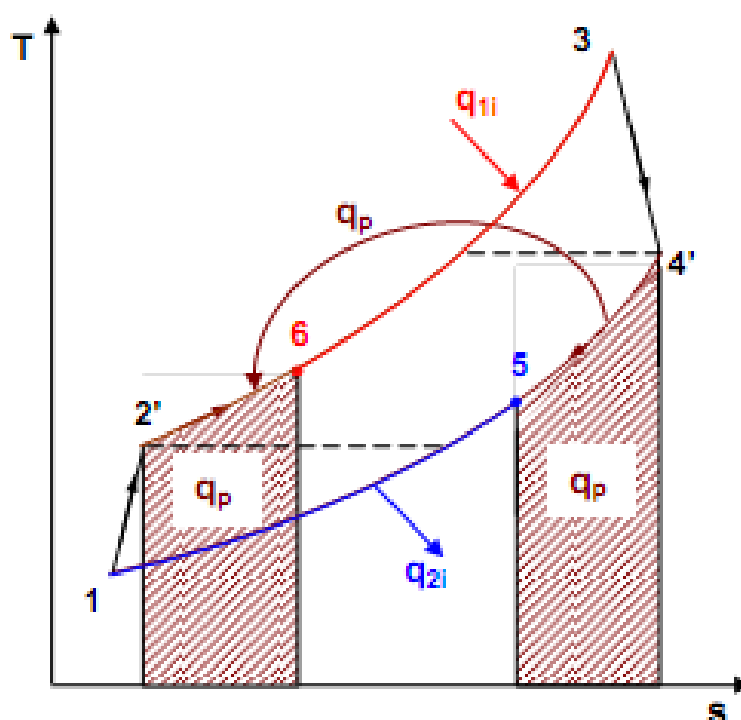


Рисунок 16.5 – Действительный регенеративный цикл разомкнутой ГТУ в  $T,s$ - диаграмме

В регенеративном цикле ГТУ воздух после компрессора поступает в теплообменник (ТО), где он нагревается за счет уходящих газов турбины.

Газы, выходящие из турбины с температурой  $T_{4i}$ , теоретически могут быть охлаждены в регенеративном теплообменнике до температуры выходящего из компрессора воздуха  $T_{2i}$ .

Однако в соответствии со вторым законом термодинамики для передачи теплоты от газов воздуху необходимо наличие разности температур между ними. Поэтому газы охлаждаются в ТО до температуры  $T_5 > T_{2i}$ , а воздух нагревается до температуры  $T_6 < T_{4i}$ .

В связи с этим данный цикл характеризуется величиной, которая называется *степенью регенерации*:

$$\delta_p = \frac{q_p}{q_{p_{max}}} = \frac{c_p(T_{4i}-T_5)}{c_p(T_{4i}-T_{2i})} = \frac{c_p(T_6-T_{2i})}{c_p(T_{4i}-T_{2i})}, \quad (16.21)$$

где  $q_p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_6 - T_{2i})$  – теплота регенерации;  $q_{p_{max}} = c_p(T_{4i} - T_{2i})$  – теплота максимальной регенерации.

Теплота, подведенная  $q_{1i}^p$  и отведенная  $q_{2i}^p$  от рабочего тела, в регенеративном цикле ГТУ за счет теплоты регенерации уменьшается по сравнению с  $q_{1i}$  и  $q_{2i}$  в простом цикле ГТУ:

$$q_{1i}^p = c_p(T_3 - T_6) = c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p; \quad (16.22)$$

$$q_{2i}^p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_{4i} - T_1) - q_p. \quad (16.23)$$

Работа газовой турбины и компрессора в регенеративном цикле ГТУ рассчитывается так же, как и в простом цикле:

$$l_{ГТТ}^p = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (16.24)$$

$$l_{кТ}^p = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (16.25)$$

Внутренний абсолютный КПД регенеративной ГТУ всегда больше, чем у аналогичной простой ГТУ, т.к. работы циклов у них одинаковые, а  $q_{1i}^p < q_{1i}$ :

$$\eta_i^p = \frac{l_{ГТТ}^p - l_{кТ}^p}{c_p(T_3 - T_{2i})} > \eta_i = \frac{l_{ГТТ} - l_{кТ}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (16.26)$$

### ***Регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением рабочего тела***

Схема регенеративной ГТУ с двухступенчатым сжатием, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу показана на рисунке 16.6, а ее цикл в  $T,s$ -диаграмме – на рисунке 16.7.

Такие сложные циклы и схемы ГТУ нашли практическое применение при температуре газов перед газовой турбиной, не превышающей 750 °С. Количества кислорода в газах, выходящих из первой камеры сгорания, при таких температурах достаточно для сжигания топлива во второй камере сгорания.

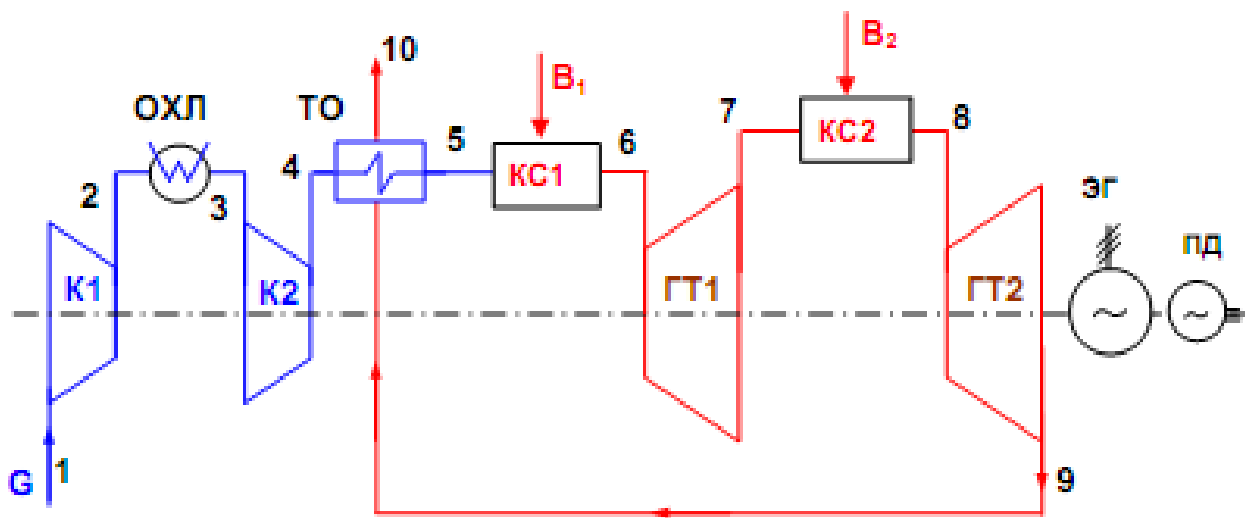


Рисунок 16.6 – Схема регенеративной двухступенчатой ГТУ:  
*K1, K2* – компрессор 1-й и 2-й ступеней; *ТО* – теплообменник;  
*ЭГТ1, ГТ2* – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней; *КС1, КС2* – камеры сгорания;  
*ЭГ* – электрический генератор; *ПД* – пусковой двигатель; *ОХЛ* – охладитель

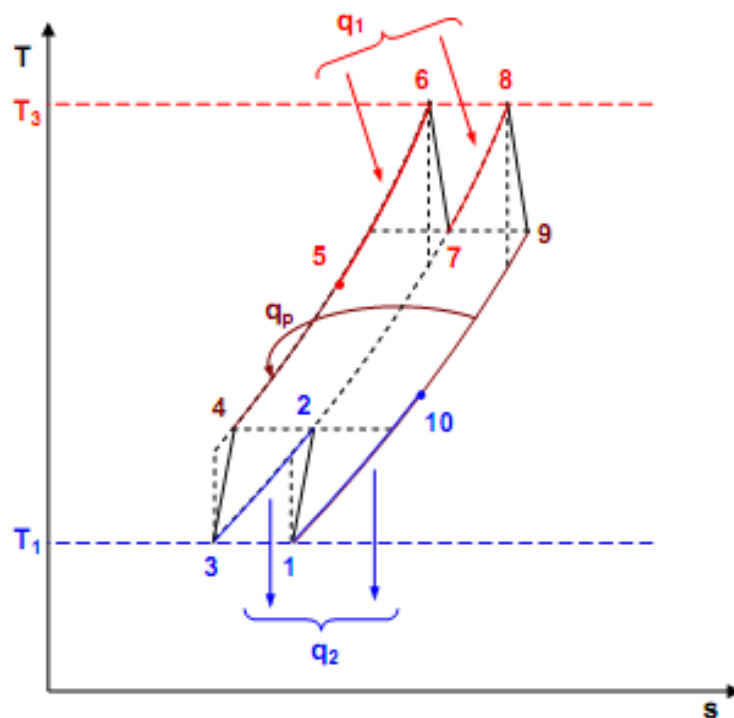


Рисунок 16.7 – Регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением рабочего тела в *T,s*-диаграмме

Оптимальное распределение повышения давления между ступенями компрессора соответствует выражению:

$$\pi_{K1} = \frac{p_2}{p_1} = \pi_{K2} = \frac{p_4}{p_3} = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}}. \quad (16.27)$$

При этом охлаждение воздуха за первой ступенью компрессора осуществляется до  $T_3 = T_1$ .

Расширение газа в турбинах ГТ1 и ГТ2 происходит от  $T_6 = T_8$  в интервале тех же давлений, что и в компрессорах:

$$\pi_{\tau 1} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_8}{p_9} = \pi_{\tau 2} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_7}. \quad (16.28)$$

Степень регенерации такого цикла определяется величиной:

$$\delta_p = \frac{q_p}{q_{pmax}} = \frac{c_p(T_5 - T_4)}{c_p(T_9 - T_4)} = \frac{c_p(T_9 - T_{10})}{c_p(T_9 - T_4)}. \quad (16.29)$$

В соответствии с этими условиями теплота, подведенная к рабочему телу, в данном цикле рассчитывается как

$$q_1 = c_p(T_6 - T_5) + c_p(T_8 - T_7). \quad (16.30)$$

Теплота, отведенная от рабочего тела, определяется суммой теплоты с уходящими газами и теплоты отведенной от воздуха в охладителе:

$$q_2 = c_p(T_{10} - T_1) + c_p(T_2 - T_3). \quad (16.31)$$

Работа компрессора ГТУ представляет сумму работ первой и второй ступеней компрессора:

$$l_k = l_{k1} + l_{k2} = c_p(T_2 - T_1) + c_p(T_4 - T_3). \quad (16.32)$$

Работа газовой турбины представляет сумму работ первой и второй ступеней турбины:

$$l_{\text{ГТ}} = l_{\text{ГТ1}} + l_{\text{ГТ2}} = c_p(T_6 - T_7) + c_p(T_8 - T_9). \quad (16.33)$$

Работа цикла и внутренний абсолютный КПД такой ГТУ рассчитываются стандартным образом:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ГТ}} - l_k}{q_1}. \quad (16.34)$$

## Задачи к разделу 16

16.1. **Определить** термический и внутренний абсолютный КПД простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ , для которого заданы: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = 9$ , коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,85$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{\text{ГТ}} = 0,9$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

### Решение

Для идеального цикла ГТУ КПД определяется только величиной  $\pi_k$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,466.$$

Для реального цикла ГТУ определяются температуры газа за компрессором и газовой турбиной на основании этих же температур в конце обратимых адиабатных процессов и коэффициентов  $\eta_k$ ,  $\eta_{гт}$ :

$$T_2 = T_1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 548,9 \text{ К};$$

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} = 293 + \frac{548,9 - 293}{0,85} = 594 \text{ К};$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1273}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 679,5 \text{ К};$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{гт}(T_3 - T_4) = 1273 - 0,9(1273 - 679,5) = 738,9 \text{ К}.$$

Внутренний абсолютный КПД цикла ГТУ:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_p(T_{4i} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{738,9 - 293}{1273 - 594} = 0,343.$$

**Ответ:**  $\eta_t = 0,466$ ;  $\eta_i = 0,343$ .

16.2. Для простого разомкнутого идеального цикла ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  заданы: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 10^\circ\text{C}$ , давление и температура газов на выходе из камеры сгорания  $p_3 = 10$  бар,  $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 60$  кг/с. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

**Определить:**

- 1) мощности: компрессора  $W_k$ , газовой турбины  $W_{гт}$ , всей ГТУ  $W_t$ ;
- 2) термический КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_t$ ;
- 3) термический КПД и коэффициент работы  $\varphi_t^p$  регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации  $\sigma_p = 0,6$ .

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_k = 15,8$  МВт,  $W_{гт} = 36,8$  МВт,  $W_t = 21$  МВт;

2)  $\eta_t = 0,482$ ,  $\varphi_t = 0,57$ ;

3)  $\eta_t^p = 0,532$ ,  $\varphi_t^p = 0,57$ .

16.3. Для исходных данных задачи 16.2 **определить** аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,85$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{гт} = 0,88$ .

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 18,6$  МВт,  $W_{гтi} = 32,4$  МВт,  $W_i = 13,8$  МВт;

2)  $\eta_i = 0,338$ ,  $\varphi_i = 0,426$ ;

3)  $\eta_i^p = 0,386$ ,  $\varphi_i^p = 0,426$ .

16.4. Для идеального цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом

теплоты к рабочему телу (рис. 16.6 и 16.7) задано: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , максимальное давление  $p_4 = 16$  бар, температура газов на выходе из камер сгорания  $t_6 = t_8 = 800^\circ\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 100$  кг/с.

Принять повышение давления в ступенях компрессора и расширение в ступенях турбины одинаковыми:  $\pi_{к1} = \pi_{к2} = p_6/p_7 = p_8/p_9$ , а температуру воздуха за охладителем  $t_3 = t_1$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

**Определить:**

- 1) мощности: компрессора  $W_k$ , газовой турбины  $W_{гт}$ , всей ГТУ  $W_t$ ;
- 2) термический КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_t$ ;
- 3) термический КПД и коэффициент работы  $\varphi_t^p$  регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации  $\sigma_p = 0,6$ ;

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_k = 28,2$  МВт,  $W_{гт} = 70,2$  МВт,  $W_t = 42$  МВт;

2)  $\eta_t = 0,423$ ,  $\varphi_t = 0,598$ ;

3)  $\eta_t^p = 0,513$ ,  $\varphi_t^p = 0,598$ .

16.5. Для исходных данных задачи 16.4 определить аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах  $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,86$  и внутренние относительные КПД газовой турбины  $\eta_{гт1} = \eta_{гт2} = 0,9$ .

Изобразить циклы в  $T,s$ - диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 32,8$  МВт,  $W_{гтi} = 63,2$  МВт,  $W_i = 30,4$  МВт;

2)  $\eta_i = 0,325$ ,  $\varphi_i = 0,481$ ;

3)  $\eta_i^p = 0,404$ ,  $\varphi_i^p = 0,481$ .

16.6. Для простого замкнутого цикла ГТУ с подводом и отводом теплоты при  $p = \text{const}$ , использующего в качестве рабочего тела гелий ( $\mu_{He} = 4$  кг/кмоль), задано: давление и температура гелия перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ , давление и температура газов на входе в турбину  $p_3 = 6$  бар,  $t_3 = 1200^\circ\text{C}$ . Расход гелия в цикле  $G = 10$  кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,87$ , внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{гт} = 0,9$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального газа с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

**Определить:**

- 1) мощности: компрессора  $W_{ki}$ , газовой турбины  $W_{гтi}$ , всей ГТУ  $W_i$ ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_i$ ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы  $\varphi_i^p$  регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации  $\sigma_p = 0,6$ .

Изобразить схему замкнутого цикла ГТУ и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 18,8$  МВт,  $W_{гтi} = 35,2$  МВт,  $W_i = 16,4$  МВт;



- 2)  $\eta_i = 0,3904, \varphi_i = 0,466;$
- 3)  $\eta_i^p = 0,433, \varphi_i^p = 0,466.$

16.7. Для простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  заданы: температура воздуха перед компрессором  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_3 = 900^\circ\text{C}$ , внутренняя удельная работа газовой турбины  $l_{\text{гт}i} = 450 \text{ кДж/кг}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 60 \text{ кг/с}$ . Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,87$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{\text{гт}} = 0,9$ .

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

**Определить:**

- 1) мощность ГТУ  $W_i$ ;
  - 2) внутренний абсолютный КПД цикла.
- Изобразить цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_i = 12,14 \text{ МВт}$ ;  
2)  $\eta_i = 0,318$ .

16.8. Для разомкнутого регенеративного цикла ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  (рис. 16.4) заданы: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , давление и температура газов на входе в турбину  $p_3 = 7 \text{ бар}$ ,  $t_3 = 900^\circ\text{C}$ , удельная теплота  $q_{1i} = 540 \text{ кДж/кг}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 100 \text{ кг/с}$ . Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,87$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{\text{гт}} = 0,9$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

**Определить:**

- 1) степень регенерации цикла  $\sigma_p$ ;
  - 2) мощность ГТУ  $W_i$ ;
  - 3) внутренний абсолютный КПД цикла.
- Изобразить цикл в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $\sigma_p = 0,529$ ;  
2)  $W_i = 20,25 \text{ МВт}$ ;  
3)  $\eta_i = 0,375$ .

16.9. Для разомкнутого цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением (рис. 16.8) задано: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , максимальное давление  $p_4 = 16 \text{ бар}$ , температура газов на выходе из камеры сгорания  $t_5 = 1200^\circ\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 100 \text{ кг/с}$ . Принять повышения давления в ступенях компрессора одинаковыми:  $\pi_{k1} = \pi_{k2}$ , а температуру воздуха за охладителем  $t_3 = t_1$ . Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах  $\eta_{k1} = \eta_{k2} = 0,87$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{\text{гт}} = 0,9$ .

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

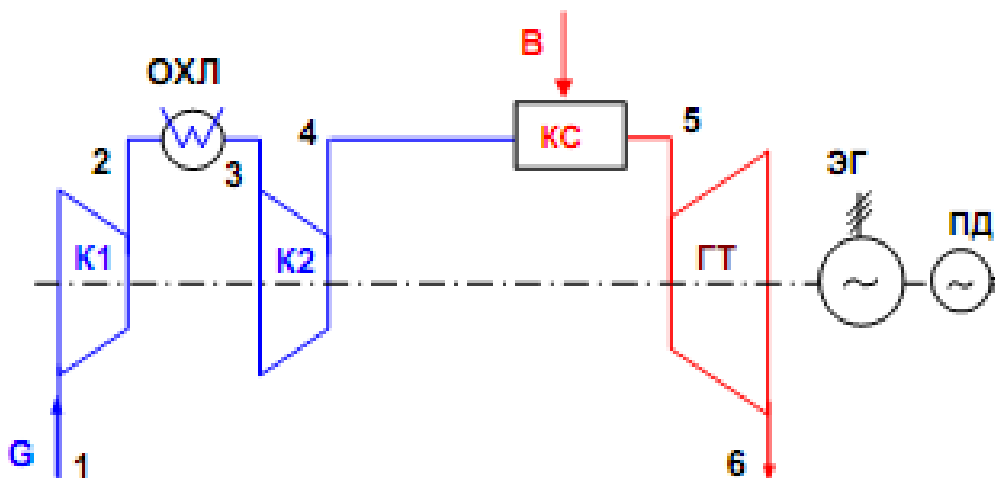


Рисунок 16.8 – Схема ГТУ с двухступенчатым сжатием:  
 $K1, K2$  – компрессоры 1-й и 2-й ступеней;  $ГТ$  – газовая турбина;  $КС$  – камера сгорания,  $ЭГ$  – электрический генератор;  $ПД$  – пусковой двигатель;  
 $ОХЛ$  – охладитель

**Определить:**

- 1) мощности компрессоров  $W_{ki}$ , газовой турбины  $W_{ГТi}$ , всей ГТУ  $W_i$ ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_i$ ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы  $\varphi_{i1ст}$  аналогичного цикла с одноступенчатым сжатием до  $p_2 = 16$  бар и  $\eta_k = 0,87$ .

Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия в ГТУ.

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 32,4$  МВт,  $W_{ГТi} = 73,5$  МВт,  $W_i = 38,8$  МВт ;

2)  $\eta_i = 0,390$ ,  $\varphi_i = 0,528$  ;

3)  $\eta_{i1ст} = 0,410$ ,  $\varphi_{i1ст} = 0,452$  ;

( $W_{ki1ст} = 40,3$  МВт,  $W_{ГТi1ст} = 73,5$  МВт,  $W_{i1ст} = 33,2$  МВт) .

**Вывод:** за счет введения двухступенчатого сжатия снижается мощность компрессора и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

16.10. Для цикла ГТУ с двухступенчатым расширением и подводом теплоты к рабочему телу (рис. 16.9) задано: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , давление за компрессором  $p_2 = 16$  бар, температура газов на выходе из камер сгорания  $t_3 = t_5 = 800^\circ\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 100$  кг/с. Принять в ступенях турбины одинаковые отношения давлений  $p_3/p_4 = p_5/p_6$ , коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,87$ , внутренние относительные КПД газовых турбин  $\eta_{ГТ1} = \eta_{ГТ2} = 0,9$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

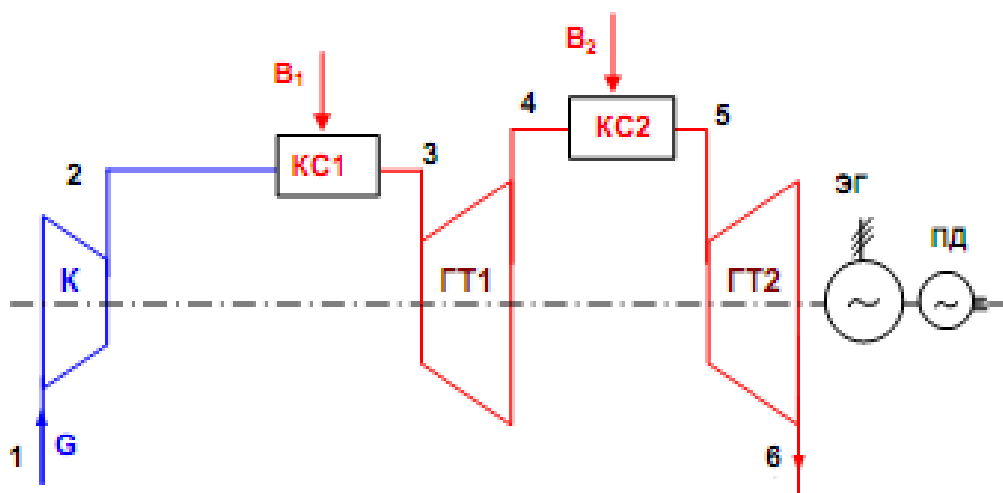


Рисунок 16.9 – Схема ГТУ с двухступенчатым расширением:  
 $K$  – компрессор;  $ГТ1$ ,  $ГТ2$  – газовые турбины 1-й и 2-й ступеней;  
 $КС1$ ,  $КС2$  – камеры сгорания;  $ЭГ$  – электрический генератор;  $ПД$  – пусковой двигатель

**Определить:**

- 1) мощности компрессоров  $W_{ki}$ , газовой турбины  $W_{ГТi}$ , всей ГТУ  $W_i$ ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_i$ ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы  $\varphi_{i1ст}$  аналогичного цикла с одноступенчатым расширением и  $\eta_k = 0,9$ .

Оценить целесообразность использования газовой турбины многоступенчатого расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 40,2$  МВт,  $W_{ГТi} = 63,2$  МВт,  $W_i = 23$  МВт;  
 2)  $\eta_i = 0,33$ ,  $\varphi_i = 0,364$ ;  
 3)  $\eta_{i1ст} = 0,3305$ ,  $\varphi_{i1ст} = 0,238$  ( $W_{ki1ст} = 40,2$  МВт,  $W_{ГТi1ст} = 52,8$  МВт,  $W_{i1ст} = 12,6$  МВт);

**Вывод:** за счет введения двухступенчатого расширения увеличивается мощность турбины и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

16.11. Для цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу (рис. 16.10) задано: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , максимальное давление  $p_4 = 8$  бар, температура газов на выходе из камер сгорания  $t_5 = t_7 = 750^\circ\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 300$  кг/с. Принять повышение давлений в ступенях компрессора и расширения в ступенях турбины одинаковыми:  $\pi_{к1} = \pi_{к2} = p_5/p_6 = p_7/p_8$ , температуру воздуха за охладителем  $t_3 = t_1$ . Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах  $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,88$ , внутренние относительные КПД газовых турбин  $\eta_{ГТ1} = \eta_{ГТ2} = 0,9$ . Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

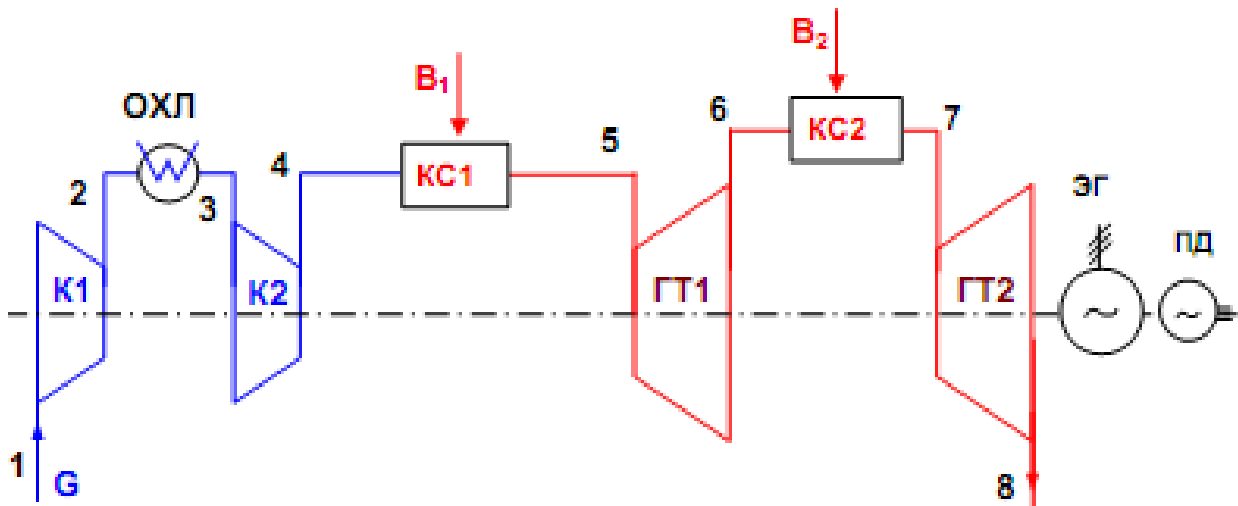


Рисунок 16.10 – Схема двухступенчатой ГТУ:

$K1, K2$  – компрессор 1-й и 2-й ступеней;  $ГТ1, ГТ2$  – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней;  $КС1, КС2$  – камеры сгорания;  $ЭГ$  – электрический генератор;  $ПД$  – пусковой двигатель;  $ОХЛ$  – охладитель

**Определить:**

- 1) мощности компрессоров  $W_{ki}$ , газовой турбины  $W_{ГТi}$ , всей ГТУ  $W_i$ ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы  $\varphi_i$ ;
- 3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации  $\sigma_p = 0,6$ ;
- 4) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы аналогичного цикла с одноступенчатым сжатием и расширением;
- 5) внутренний абсолютный КПД аналогичного регенеративного цикла с одноступенчатым сжатием, расширением и степенью регенерации  $\sigma_p = 0,6$ .

Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия и расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в  $T,s$ -диаграмме.

**Ответ:** 1)  $W_{ki} = 68,4$  МВт,  $W_{ГТi} = 142$  МВт,  $W_i = 73,6$  МВт;

2)  $\eta_i = 0,287$ ,  $\varphi_i = 0,518$ ;

3)  $\eta_i^p = 0,392$ ;

4)  $\eta_i = 0,298$ ,  $\varphi_i = 0,329$  ( $W_{ki} = 83$  МВт,  $W_{ГТi} = 124$  МВт,  $W_i = 41$  МВт);

5)  $\eta_i^p = 0,316$ .

**Вывод:** за счет введения двухступенчатого сжатия и расширения увеличивается мощность турбины и уменьшается мощность компрессора, что приводит к увеличению мощности ГТУ и ее КПД при введении регенерации. При отсутствии регенерации простая схема имеет больший КПД.

16.12. Для разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при  $p = const$  задано: давление и температура воздуха перед компрессором  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 0$  °С, давление и температура газов на входе в турбину  $p_3 = 14$  бар,

$t_3 = 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Расход воздуха через компрессор  $G = 400\text{ кг/с}$ . Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре  $\eta_k = 0,88$ , внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{гт} = 0,9$ .

**Определить:**

- 1) мощности компрессора  $W_{ki}$ , газовой турбины  $W_{гтi}$ , всей ГТУ  $W_{гтi}$ ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла;
- 3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации  $\sigma_p = 0,6$ ;

Расчеты выполнить двумя способами:

А) Используя таблицы термодинамических свойств идеального воздуха (таблицу П.1.1) или [3];

В) Считая воздух идеальным газом с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Сделать выводы о целесообразности использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

**Ответ:** А: 1)  $W_{ki} = 139,9\text{ МВт}$ ,  $W_{гтi} = 275,2\text{ МВт}$ ,  $W_i = 135,3\text{ МВт}$ ;

2)  $\eta_i = 0,393$ ;

3)  $\eta_i^p = 0,447$ .

В: 1)  $W_{ki} = 139,7\text{ МВт}$ ,  $W_{гтi} = 261,7\text{ МВт}$ ,  $W_i = 122,0\text{ МВт}$ ;

2)  $\eta_i = 0,406$ ;

3)  $\eta_i^p = 0,440$ .

**Вывод:** погрешность по мощности достигает 9,6 % (13,3 МВт), по КПД – 3,2 % (относительных), что указывает на необходимость использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

## 17. Циклы парогазовых установок

Использование паровых и газовых турбин в едином парогазовом (ПГУ) цикле позволяет взаимно компенсировать недостатки ПТУ и ГТУ и сохранить их достоинства. КПД ПГУ значительно выше КПД автономно работающих ПТУ и ГТУ. Схем ПГУ много, поэтому остановимся на рассмотрении только основных циклов ПГУ [2,6].

### Цикл ПГУ с котлом-утилизатором

Простейшим из циклов ПГУ является цикл с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ). Схема и цикл в  $T,s$ -диаграмме ПГУ с КУ представлены на рисунках 17.1 и 17.2.

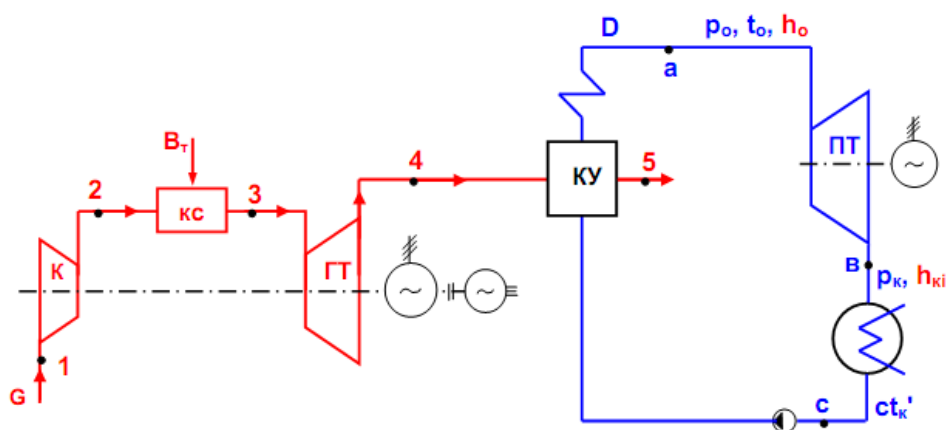


Рисунок 17.1 – Схема парогазовой установки с котлом-утилизатором:  $K$  – компрессор;  $КС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  $КУ$  – котел-утилизатор;  $ПТ$  – паровая турбина;  $G$  – расход воздуха;  $D$  – расход пара

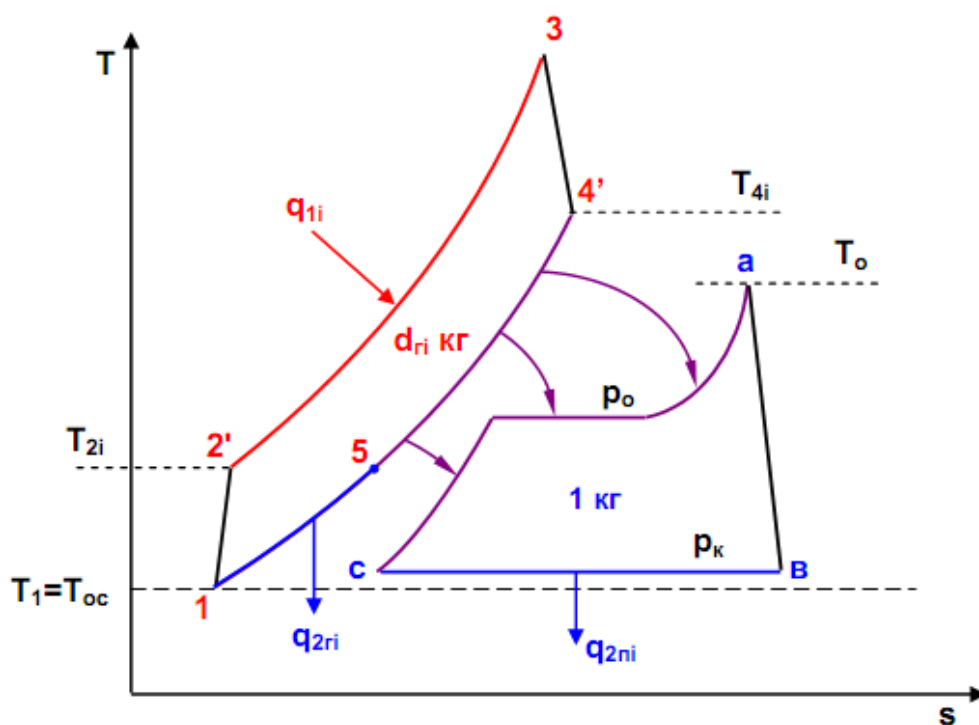


Рисунок 17.2 – Цикл ПГУ с КУ в  $T,s$ -диаграмме

Газы, выходящие из газовой турбины ГТУ, поступают в котел-утилизатор ПТУ, где за счет их изобарного охлаждения нагревается вода и получается пар для паровой турбины. В КУ нет сжигания топлива, топливо сжигается только в камере сгорания ГТУ [8].

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ ( $G$ ), и водяного пара в ПТУ ( $D$ ) в данной схеме находится в строгом соответствии, определяемом тепловым балансом котла-утилизатора (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot c_p(T_{4i} - T_5) = D(h_0 - ct_{\kappa}'). \quad (17.1)$$

В выражении (17.1) повышение энтальпии в насосе ПТУ не учитывается.

Для расчета таких схем в удельных величинах вводится удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ:

$$d_{\Gamma i} = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - ct_{\kappa}'}{c_p(T_{4i} - T_5)}. \quad (17.2)$$

В соответствии с величиной  $d_{\Gamma i}$ , т.е. для 1 кг водяного рабочего тела и  $d_{\Gamma i}$  кг газового рабочего тела, строится цикл ПГУ в  $T,s$ -диаграмме и выполняется его расчет в удельных величинах.

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ соответствует процессу 2-3 и рассчитывается как

$$q_{1i} = d_{\Gamma i} c_p(T_3 - T_{2i}). \quad (17.3)$$

Удельная теплота, отведенная от рабочих тел, в данном цикле соответствует процессам: 5-1 (для газа) и  $\kappa$ -с (для водяного пара). Она рассчитывается как сумма:

$$q_{2i} = q_{2\Gamma i} + q_{2\pi i} = d_{\Gamma i} c_p(T_5 - T_1) + (h_{\kappa i} - ct_{\kappa}'), \quad (17.4)$$

где  $q_{2\Gamma i}$  и  $q_{2\pi i}$  – удельные потери теплоты в газовом и паровом контурах соответственно.

Удельная работа газового цикла

$$l_{i\Gamma} = d_{\Gamma i}(l_{i\kappa} - l_{i\Gamma T}) = d_{\Gamma i}[c_p(T_3 - T_{4i}) - c_p(T_{2i} - T_1)], \quad (17.5)$$

где  $l_{i\kappa}$  и  $l_{i\Gamma T}$  – удельные работы компрессора и газовой турбины.

Удельная работа парового цикла (без учета работы насоса)

$$l_{i\text{ ПТУ}} = h_0 - h_{\kappa i}. \quad (17.6)$$

Удельная работа цикла ПГУ определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ:

$$l_{i\text{ ПГУ}} = l_{i\Gamma} + l_{i\text{ ПТУ}} = d_{\Gamma i}[c_p(T_3 - T_{4i}) - c_p(T_{2i} - T_1)] + (h_0 - h_{\kappa i}). \quad (17.7)$$

Внутренний абсолютный КПД ПГУ с КУ определяется обычным образом:

$$\eta_{i\text{ ПГУ}} = \frac{l_{i\text{ ПГУ}}}{q_{1i}}. \quad (17.8)$$

### Циклы ПГУ со сжиганием топлива в паровом котле

Существует много видов схем ПГУ, где используется теплота сгорания топлива для нагрева водяного рабочего тела. Рассмотрим несколько типовых схем и циклов таких ПГУ.

#### Цикл ПГУ с низконапорным парогенератором

В данной схеме ПГУ газы ГТУ также сбрасываются в паровой котел, но в отличие от ПГУ с КУ в данном паровом котле, который называют низконапорным парогенератором (НПГ), происходит сжигание топлива.

Схема и цикл в  $T,s$ -диаграмме ПГУ с НПГ представлены на рисунках 17.3 и 17.4.

Соотношение газов, выходящих из ГТУ, и водяного пара в ПТУ в данной схеме определяется тепловым балансом НПГ (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot c_p(T_5 - T_6) = D(h_0 - ct_k'). \quad (17.9)$$

Расчет величины удельного расхода газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ в соответствии с выражением (17.9) выполняется по уравнению:

$$d_{gi} = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - ct_k'}{c_p(T_5 - T_6)}. \quad (17.10)$$

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с НПГ соответствует процессам 2-3 и 4-5, и рассчитывается как:

$$q_{1i} = d_{gi}c_p(T_3 - T_{2i} + T_5 - T_{4i}). \quad (17.11)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам ПГУ с КУ.

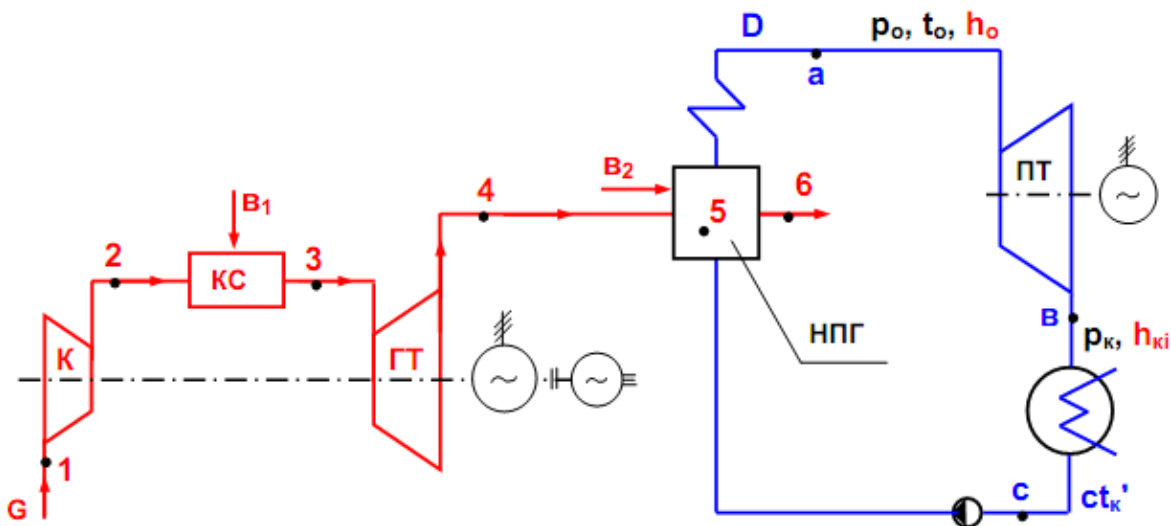


Рисунок 17.3 – Схема парогазовой установки с низконапорным парогенератором:

$K$  – компрессор;  $КС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  
 $НПГ$  – низконапорный парогенератор;  $ПТ$  – паровая турбина;  $G$  – расход воздуха;  $D$  – расход пара;  $B1$  – расход топлива в  $КС$ ;  $B2$  – расход топлива в  $НПГ$



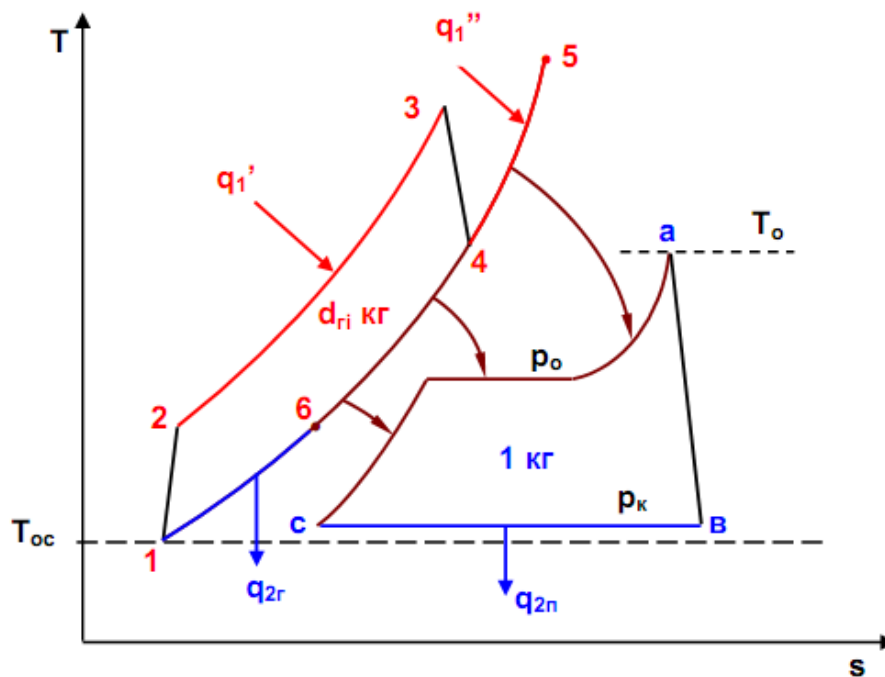


Рисунок 17.4 – Цикл ПГУ с НПГ в  $T,s$ -диаграмме

### *Цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором*

В данной схеме ПГУ камера сгорания ГТУ одновременно выполняет функции парового котла (рис. 17.5 и 17.6). Поскольку давление газов в паровом котле намного больше атмосферного (до 10 бар и более), такой котел назвали высоконапорным парогенератором (ВПГ).

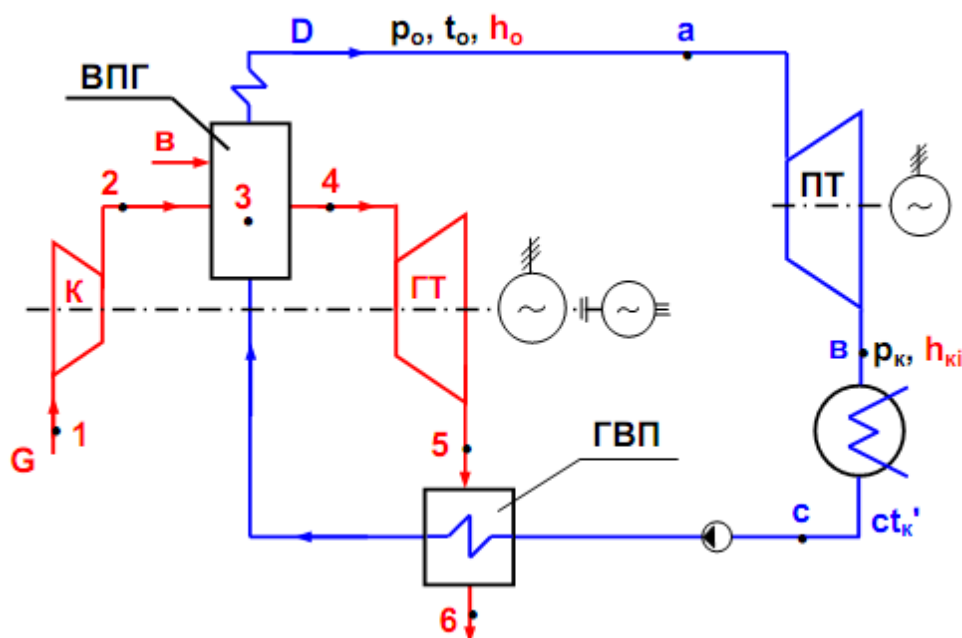


Рисунок 17.5 – Схема парогазовой установки с высоконапорным парогенератором:

$K$  – компрессор;  $ГТ$  – газовая турбина;  $ВПГ$  – высоконапорный парогенератор;  $ГВП$  – газовойодяной подогреватель;  $ПТ$  – паровая турбина;  $G$  – расход воздуха;  $D$  – расход пара;  $B$  – расход топлива в  $ВПГ$

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ, и водяного пара в ПТУ в данной схеме определяется тепловым балансом ВПГ и ГВП (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot c_p(T_3 - T_4 + T_{5i} - T_6) = D \cdot (h_0 - ct_k'). \quad (17.12)$$

Расчет величины удельного расхода газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ в соответствии с выражением (17.12) выполняется по уравнению:

$$d_{ri} = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - ct_K'}{c_p(T_3 - T_4 + T_{5i} - T_6)}. \quad (17.13)$$

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с НПГ соответствует процессу в ВПГ 2-5 и рассчитывается как:

$$q_{1i} = d_{\Gamma i} c_p (T_3 - T_{2i}). \quad (17.14)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам ПГУ с КУ.

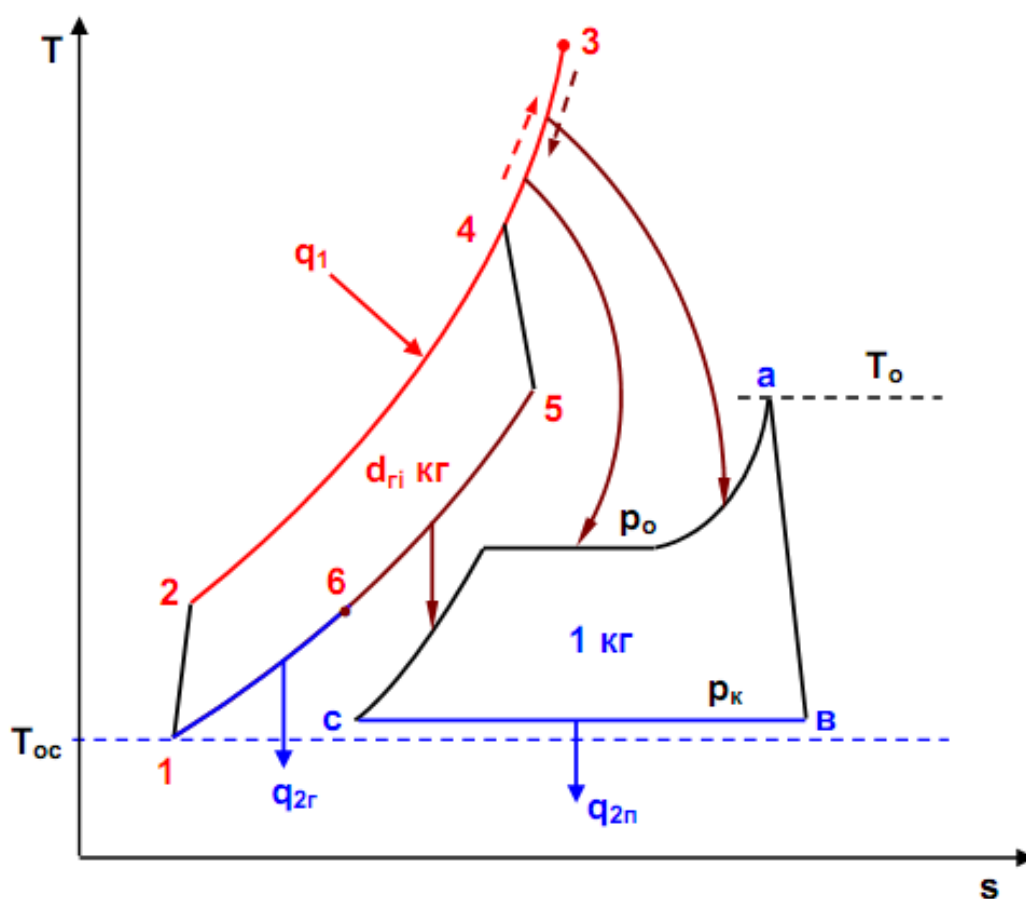


Рисунок 17.6 – Цикл ПГУ с ВПГ в  $T,s$ -диаграмме

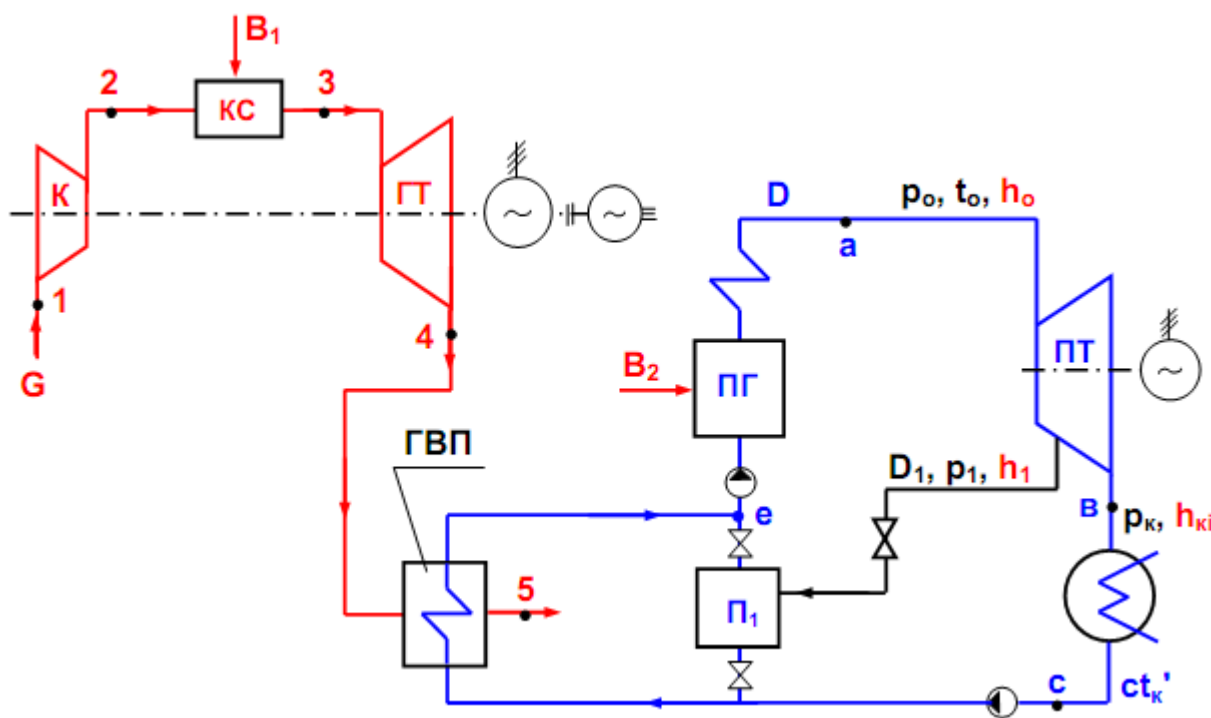
### *Полузависимая ПГУ*

Название такой ПГУ характеризует возможность независимой работы ГТУ и ПТУ. Совместная работа ГТУ и ПТУ предполагает использование теплоты уходящих газов ГТУ для нагрева воды ПТУ вместо ее регенеративных подогревателей (рис. 17.7 и 17.8).

Соотношение рабочих тел ГТУ и ПТУ в этой схеме не имеет строго обязательного значения. Необходимым условием ее работоспособности является выполнение теплового баланса газовой водяного подогревателя, в котором вода должна нагреваться до состояния насыщения при давлении  $p_1$  и отключенном отборе пара на регенеративный подогреватель ПТУ:

$$G \cdot c_p(T_{4i} - T_5) = D(ct_1' - ct_K'). \quad (17.15)$$

Теплота, подведенная к рабочим телам в ПГУ (без учета потерь в паровом котле), определяется как:



$K$  – компрессор;  $KС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  $ГВП$  – газовойодяной подогреватель;  $ПТ$  – паровая турбина;  $ПП$  – регенеративный подогреватель;  $G$  – расход воздуха;  $D$  – расход пара;  $B1$  – расход топлива в  $KС$ ;  $B2$  – расход топлива в парогенераторе ( $ПГ$ )

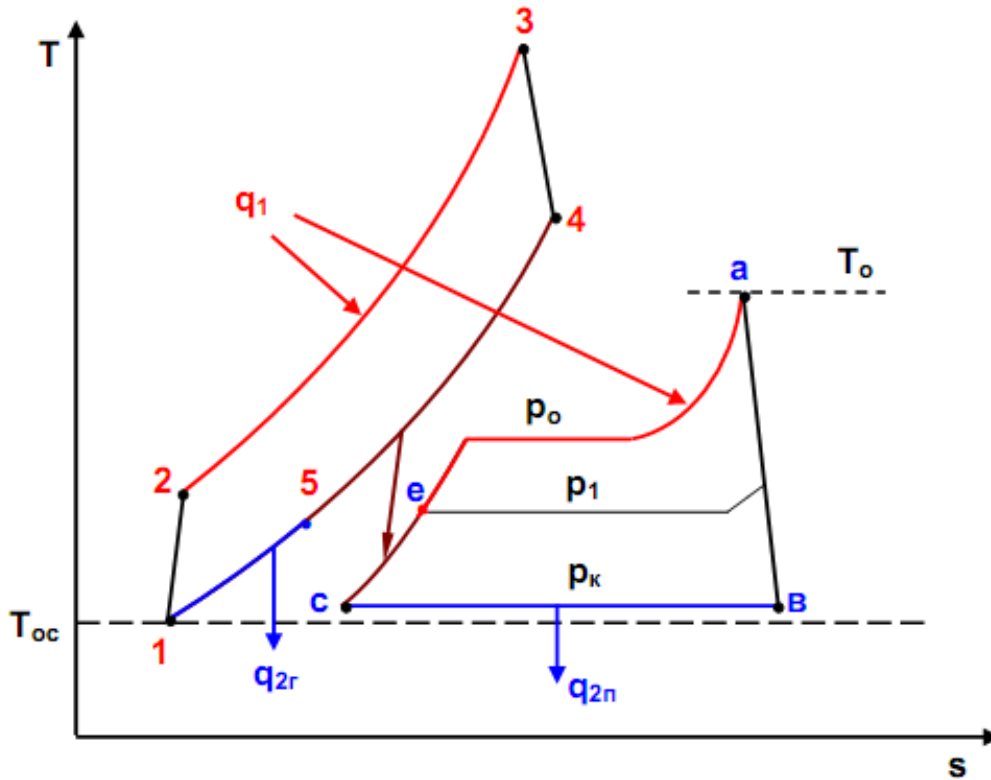


Рисунок 17.8 – Цикл полувисимой ПГУ в  $T,s$ -диаграмме

Отведенная теплота от рабочих тел ПГУ

$$Q_{2i} = G \cdot c_p(T_5 - T_1) + D(h_{ki} - ct_k'). \quad (17.17)$$

Мощность ПГУ определяется выражением

$$W_{iПГУ} = G \cdot c_p[(T_3 - T_{2i}) - (T_{2i} - T_1)] + D(h_0 - ct_k'). \quad (17.18)$$

КПД ПГУ рассчитывается традиционно

$$\eta_{iПГУ} = \frac{W_{iПГУ}}{Q_{1i}}. \quad (17.19)$$

При подключении ГТУ к ПТУ по полувисимой схеме (рис. 17.7), в ПТУ возрастает мощность на величину:

$$\Delta W_{iПТУ} = D_{1i}(h_{1i} - h_{ki}). \quad (17.20)$$

Увеличение мощности в ПТУ обусловлено тем, что пар, который ранее использовался для регенеративного подогревателя ( $D_1$ ), в режиме ПГУ вырабатывает электрическую мощность. Поэтому если режим ПГУ рассматривать как режим выработки пиковой мощности, то экономичность выработки пиковой мощности необходимо оценивать пиковым КПД:

$$\eta_{iПИК} = \frac{W_{iГТУ} + \Delta W_{iПТУ}}{G c_p(T_3 - T_{2i})} > \eta_{iГТУ} = \frac{W_{iГТУ}}{G c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (17.21)$$

Из выражения (17.21) видно, что пиковый КПД ПГУ больше КПД автономно работающей ГТУ.

## Задачи к разделу 17

17.1. **Определить** удельные подведенную и отведенную теплоту, работу и термический КПД парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 17.1, 17.2), имеющей параметры:

- для парового контура:  $p_0 = 30$  бар,  $t_0 = 400^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,04$  бар;
- для газового контура:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 7$ ,  
 $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из котла утилизатора  
 $t_5 = 130^\circ\text{C}$ .

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

### Решение

Для идеального цикла ПТУ определяются энтальпии в трех характерных точках:

$h_0 = 3232$  кДж/кг – определяется по  $p_0$  и  $t_0$ ;

$h_k = 2084$  кДж/кг – определяется по  $p_k$  и  $s_k = s_0 = 6,92$  кДж/(кг · К);

$ct'_k = 121,4$  кДж/кг – энтальпия воды в состоянии насыщения ( $x = 0$ )

при давлении  $p_k$ .

Для идеального цикла ГТУ определяются температуры на выходе из компрессора и турбины:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} = 293 \cdot \left( \frac{1}{7} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 510,9 \text{ К};$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-k}{k}} = 1273 \cdot 7^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 730 \text{ К};$$

Определяем удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ, предварительно рассчитав изобарную теплоемкость идеального воздуха:

$$c_p = \frac{R}{2}(i + 2) = \frac{8314}{2 \cdot 28,96}(5 + 2) = 1005 \text{ Дж/(кг · К)} \approx 1 \text{ кДж/(кг · К)};$$

$$d_{\Gamma} = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - ct'_k}{c_p(T_4 - T_5)} = \frac{3232 - 121,4}{1 \cdot (730 - 403)} = 9,51 \text{ кг}_{\text{газа}}/\text{кг}_{\text{пара}}.$$

Далее рассчитываются:

- удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ:

$$q_{1\text{ПГУ}} = d_{\Gamma} c_p (T_3 - T_2) = 9,51 \cdot 1 \cdot (1273 - 510,9) = 7248 \text{ кДж/кг};$$

- удельная теплота, отведенная от рабочих тел в цикле:

$$q_{2\text{ПГУ}} = q_{2\Gamma} + q_{2\text{П}} = d_{\Gamma} c_p (T_5 - T_1) + (h_k - ct'_k) = 9,51 \cdot 1 \cdot (403 - 293) + (2084 - 121,4) = 3009 \text{ кДж/кг};$$

- удельная работа цикла ПГУ, которая определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ:

$$l_{\text{ПГУ}} = l_{\Gamma} + l_{\text{ПТУ}} = d_{\Gamma} c_p ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) + (h_0 - ct'_k) = 9,51 \cdot 1 \cdot ((1273 - 730) - (510,9 - 293)) + (3232 - 2084) = 4239 \text{ кДж/кг}.$$

Выполним проверку результата расчета работы цикла ПГУ:

$$l_{t\text{ПГУ}} = l_{tГ} + l_{t\text{ПТУ}} = q_{1\text{ПГУ}} - q_{2\text{ПГУ}} = 7248 - 3009 = 4239 \text{ кДж/кг}.$$

Определим термический КПД ПГУ с КУ :

$$\eta_{t\text{ПГУ}} = \frac{l_{t\text{ПГУ}}}{q_{1\text{ПГУ}}} = \frac{4239}{7248} = 0,585.$$

**Ответ:**  $q_{1\text{ПГУ}} = 7248 \text{ кДж/кг}$ ;  $q_{2\text{ПГУ}} = 3009 \text{ кДж/кг}$ ;  $l_{t\text{ПГУ}} = 4239 \text{ кДж/кг}$ ;  $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,585$ .

17.2. Цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 17.1) имеет параметры:

- для парового контура  $p_0 = 60 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 400^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,04 \text{ бар}$ ;
- для газового контура  $p_1 = 1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 10$ ,  
 $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из котла утилизатора  
 $t_5 = 140^\circ\text{C}$ .

**Определить** удельный расход газа на кг пара в ПГУ  $d_r$ , удельные подведенную  $q_1$  и отведенную  $q_2$  теплоту, работу  $l_t$  цикла, термические КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ и ПГУ в целом.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

**Ответ:**  $d_r = 10,22$ ,  $q_1 = 8248 \text{ кДж/кг пара}$ ,  $q_2 = 3064 \text{ кДж/кг пара}$ ,  $l_t = 5184 \text{ кДж/кг пара}$ ,  $\eta_{t\text{ГТУ}} = 0,482$ ,  $\eta_{t\text{ПТУ}} = 0,396$ ,  $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,627$ .

17.3. Для исходных данных предыдущей задачи (17.2) определить те же величины, но для действительного цикла ПГУ с КУ, если необратимость процессов ГТУ характеризуют адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,85$  и внутренний относительный КПД газовой турбины  $\eta_{гт} = 0,9$ , а необратимость процесса расширения пара в ПТУ – внутренний относительный КПД паровой турбины  $\eta_{oi} = 0,88$ . Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = \text{const}$ .

**Ответ:**  $d_{ri} = 8,39$ ,  $q_{1i} = 6370 \text{ кДж/(кг пара)}$ ,  $q_{2i} = 3000 \text{ кДж/(кг пара)}$ ,  $l_i = 3370 \text{ кДж/кг пара}$ ,  $\eta_{i\text{ГТУ}} = 0,362$ ,  $\eta_{i\text{ПТУ}} = 0,348$ ,  $\eta_{i\text{ПГУ}} = 0,529$ .

17.4. Цикл парогазовой установки с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ рис. 17.3 и 17.4) имеет параметры:

- для парового контура:  $p_0 = 30 \text{ бар}$ ,  $t_0 = 420^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,04 \text{ бар}$ ;
- для газового контура:  $p_1 = 1 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 12^\circ\text{C}$ ,  $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 7$ ,  
 $t_3 = 800^\circ\text{C}$ , температура горения топлива в паровом котле  
 $t_5 = 1500^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из котла  $t_6 = 140^\circ\text{C}$ .

**Определить** удельный расход газа на кг пара в ПГУ  $d_r$ , удельные подведенную  $q_1$  и отведенную  $q_2$  теплоту, работу  $l_t$  цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:**  $d_r = 2,32$ ,  $q_1 = 4022$  кДж/кг пара,  $q_2 = 2281$  кДж/кг пара,  $l_t = 1741$  кДж/кг пара,  $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,433$ .

17.5. Цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ рис. 17.5 и 17.6), имеет параметры:

- для парового контура  $p_0 = 50$  бар,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,04$  бар;
- для газового контура  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ ,  $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 5$ ,  
 $t_4 = 900^\circ\text{C}$ , температура горения топлива в ВПГ  $t_3 = 1400^\circ\text{C}$ ,  
температура газов на выходе из газовойводяного подогревателя (ГВП)  
 $t_6 = 140^\circ\text{C}$ .

**Определить** удельный расход газа на кг пара в ПГУ  $d_r$ , удельные подведенную  $q_1$  и отведенную  $q_2$  теплоту, работу  $l_t$  цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:**  $d_r = 3,99$ ,  $q_1 = 4858$  кДж/кг пара,  $q_2 = 2473$  кДж/кг пара,  $l_t = 2385$  кДж/кг пара,  $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,491$ .

17.6. Для полузависимой парогазовой установки (рис. 17.7) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_2/p_1 = 7$ , температура газов перед турбиной  $t_3 = 130^\circ\text{C}$ , адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,85$ , внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{\text{ГТ}} = 0,88$ , расход газов  $G = 400$  кг/с;
- параметры пара ПТУ перед турбиной:  $p_0 = 60$  бар,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ , давление в конденсаторе  $p_k = 0,04$  бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель  $p_1 = 6$  бар, внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{\text{ПТ}} = 0,88$ , расход пара на турбину  $D = 100$  кг/с.

**Определить:**

- 1) внутренние абсолютные КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ;
- 2) температуру газов на выходе из газовойводяного подогревателя при отключенном отборе пара и  $t_{\text{пв}} = t_1'$ ;
- 3) внутренний абсолютный КПД ПГУ;
- 4) прирост мощности в ПТУ  $\Delta W_{\text{ПТУ}}$  при отключении отбора пара;

5) КПД по выработке пиковой мощности в ГТУ и ПТУ при совместной их работе.

Нарисовать схему установки и ее цикл в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:** 1)  $\eta_{iГТУ} = 0,27,94$   $\eta_{iПТУ} = 0,385$ , 2)  $t_{yx} = 260^\circ\text{C}$  3)  $\eta_{iПГУ} = 0,366$ , 4)  $\Delta W_{ПТУ} = 12,9$  МВт, 5)  $\eta_{i\text{пик}} = 0,341$ .

17.7. Для парогазовой установки (рис. 17.9) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ , степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_2/p_1 = 6$ , температура газов перед турбиной  $t_3 = 750^\circ\text{C}$ , в газовой водяном подогревателе газы охлаждаются до  $t_5 = 120^\circ\text{C}$ ;
- параметры пара ПТУ перед турбиной:  $p_o = 90$  бар,  $t_o = 500^\circ\text{C}$ , давление в конденсаторе  $p_k = 0,035$  бар, мощность турбины  $W_{ПТУ} = 25$  МВт, вода в газовой водяном подогревателе нагревается до температуры насыщения при давлении  $p_o$ .

**Определить** термический КПД ПГУ и расход рабочего тела в ГТУ.

Нарисовать цикл ПГУ в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:**  $\eta_{tПГУ} = 0,592$ ,  $G = 102$  кг/с.

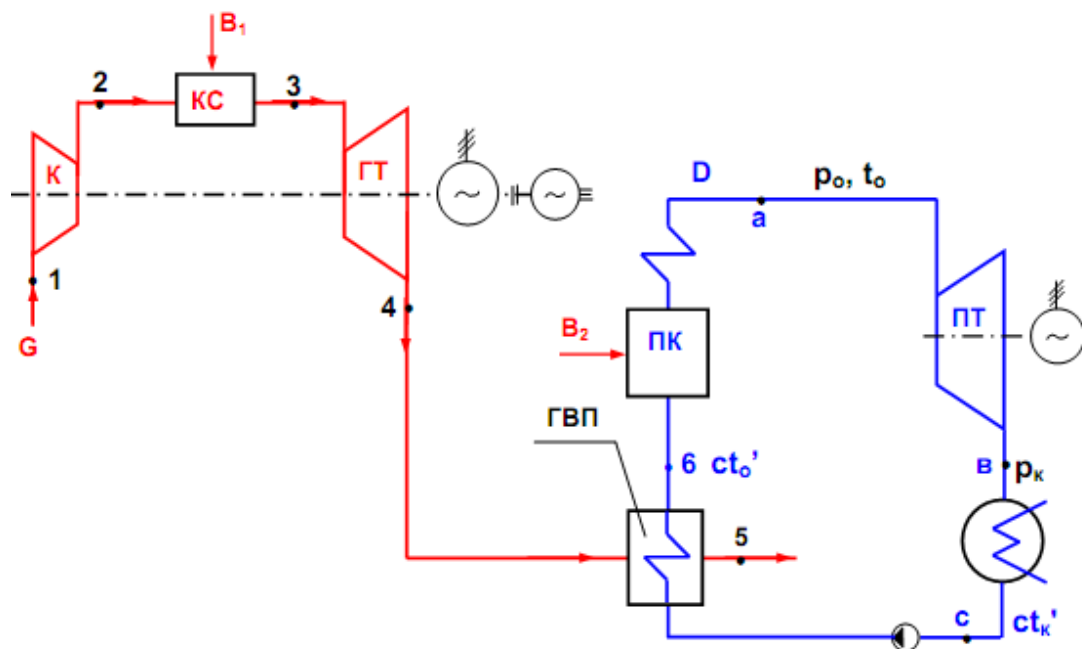


Рисунок 17.9 – Схема ПГУ:

$K$  – компрессор;  $КС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  
 $ГВП$  – газовой водяной подогреватель;  $ПТ$  – паровая турбина;  $G$  – расход воздуха;  
 $D$  – расход пара



17.8. Для парогазовой установки с НПГ (рисунок 17.3) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 15$  °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_2 / p_1 = 6$ , температура газов на выходе из турбины  $t_4 = 400$ °С, адиабатный коэффициент компрессора  $\eta_k = 0,8$ , мощность компрессора  $W_{кi} = 2$  МВт; температура горения топлива в НПГ  $t_5 = 1800$ °С, температура уходящих газов  $t_6 = 120$ °С;
- параметры пара ПТУ перед турбиной:  $p_o = 30$  бар,  $t_o = 400$ °С, давление в конденсаторе  $p_k = 0,04$  бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель  $p_1 = 6$  бар, внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{пт} = 0,84$ .

**Определить** мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в  $T,s$ -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ и НПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:**  $W_{iПТУ} = 4,3$  МВт.

17.9. Для парогазовой установки с ВПГ (рис. 17.5) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры: на входе в турбину  $T_4 = 960$  К, степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k = p_2 / p_1 = 6$ , внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{гт} = 0,84$ , мощность газовой турбины  $W_{гтi} = 2$  МВт; температура горения топлива в ВПГ  $T_3 = 2200$  К, температура уходящих из ГВП газов  $T_6 = 400$  К;
- параметры пара ПТУ перед турбиной:  $p_o = 24$  бар,  $t_o = 400$ °С, давление в конденсаторе  $p_k = 0,04$  бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель  $p_1 = 6$  бар, внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{пт} = 0,85$ .

**Определить** мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в  $T,s$ -диаграмме. Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ и ВПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с  $c_p = const$ .

**Ответ:**  $W_{iПТУ} = 2,79$  МВт.

17.10. Оценить термодинамическую экономичность обратимых циклов ПТУ, ГТУ и ПГУ с котлом-утилизатором по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам (рис.17.10) при следующих исходных данных:

- для ПТУ температура горения топлива в топке парового котла  $1500$ °С, температура уходящих из котла газов  $140$ °С. В котле учитывать только потери с уходящими газами. ПТУ имеет параметры водяного пара:  $p_o = 6$  МПа,  $t_o = 500$ °С,  $p_k = 4$  кПа. Температура окружающей среды  $t_{oc} = 20$ °С. Температуру

- циркуляционной воды в конденсаторе принять постоянной и равной  $t_{oc}$ ;
- для ГТУ параметры воздуха и газов:  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\pi_k = p_2/p_1 = 10$ ,  $t_3 = 1500^\circ\text{C}$ ;
  - для ПГУ с КУ параметры такие же, как и у автономно работающих ПТУ и ГТУ;
  - температура газов на выходе из котла утилизатора  $t_5 = 140^\circ\text{C}$ .

**Определить:**

- по балансовому методу: КПД и основные потери ПТУ, ГТУ и ПГУ;
- по энтропийному методу: увеличение энтропии за счет необратимостей отдельных процессов и целиком всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ;
- по эксергетическому методу: потери эксергии за счет необратимостей отдельных процессов и целиком всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ;
- сопоставить экономичность и потери ПТУ, ГТУ и ПГУ, определенные по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам.

Для ПТУ и ПГУ расчеты выполнить на 1 кг пара. При расчетах ПТУ работой насосов пренебречь. Свойства газовых рабочих тел принять соответствующими идеальному двухатомному воздуху с постоянной изобарной теплоемкостью  $c_p = 1$  кДж/(кг · К).

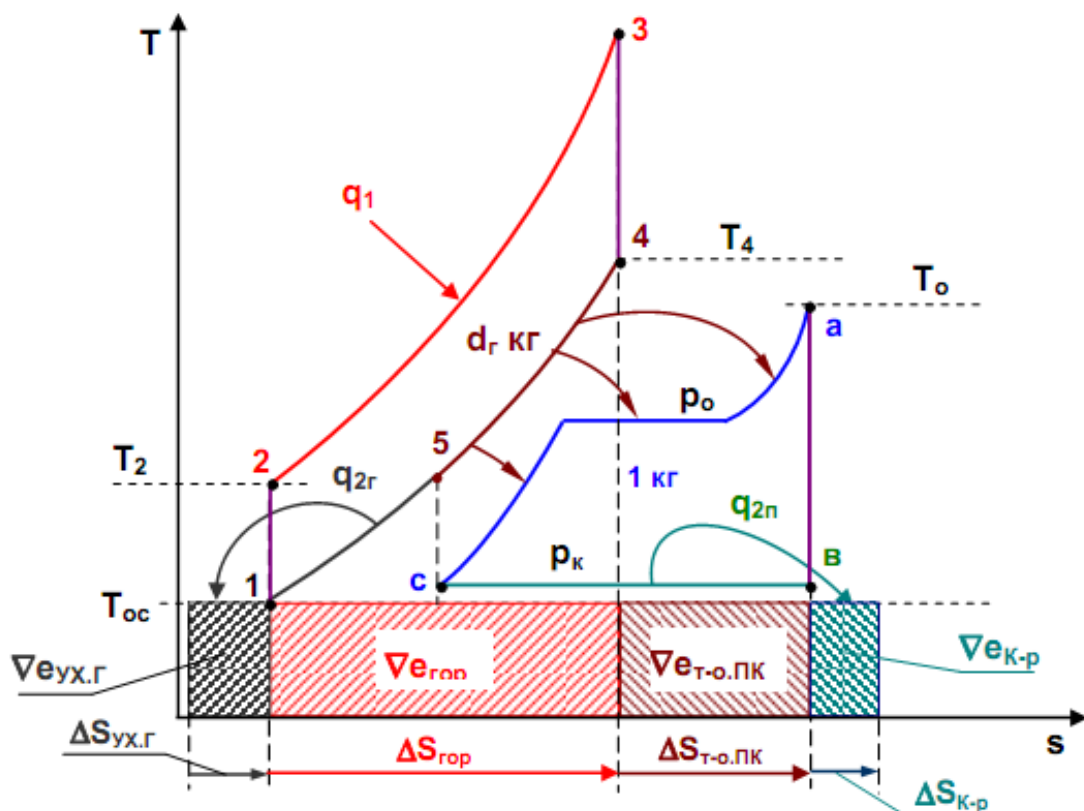


Рисунок 17.10 – Цикл ПГУ с КУ и его потери эксергии в  $T,s$ -диаграмме за счет необратимостей:

$гор$  – горения топлива,  $ух.г$  – с уходящими газами,  $т-о.ПК$  – теплообмена в котле-утилизаторе,  $к-р$  – теплообмена в конденсаторе

**Ответ:** а)  $\eta_{\text{ПТУ}} = 0,376, q_{yx} = 8,11 \%, q_2 = 54,2 \%$ ;

$$\eta_{\text{ГТУ}} = 0,482, q_{yx} = 51,8 \%$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} = 0,653, q_{yx} = 9,94 \%, q_2 = 24,73 \%$$

б) для ПТУ:  $\Delta s_{\text{гор}} = 4,373 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (57,1 \%)$ ;

$$\Delta s_{yx.г} = 0,161 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (2,1 \%)$$

$$\Delta s_{\text{Т-оПК}} = 2,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (38,1 \%)$$

$$\Delta s_{\text{К-р}} = 0,201 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (2,63 \%)$$

$$\sum \Delta s_{ci} = 7,655 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (100 \%)$$

для ГТУ:  $\Delta s_{\text{гор}} = 1,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} (52,2 \%)$ ;

$$\Delta s_{yx.г} = 0,99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} (41,8 \%)$$

$$\sum \Delta s_{ci} = 2,37 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} (100 \%)$$

для ПГУ:  $\Delta s_{\text{гор}} = 7,469 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (79,9 \%)$ ;

$$\Delta s_{yx.г} = 0,433 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (4,64 \%)$$

$$\Delta s_{\text{Т-оПК}} = 1,236 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (13,2 \%)$$

$$\Delta s_{\text{К-р}} = 0,201 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (2,15 \%)$$

$$\sum \Delta s_{ci} = 9,339 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{К}} (100 \%)$$

в) для ПТУ:  $\nabla e_{\text{гор}} = 1281 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (35,64 \%)$ ;

$$\nabla e_{yx.г} = 47,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,36 \%)$$

$$\nabla e_{\text{Т-оПК}} = 855,61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (23,76 \%)$$

$$\nabla e_{\text{К-р}} = 58,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,64 \%)$$

$$e_{\text{топл}} = 3596 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (100 \%)$$

для ГТУ:  $\nabla e_{\text{гор}} = 334 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} (27,7 \%)$ ;

$$\nabla e_{yx.г} = 290 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} (24,1 \%)$$

$$e_{\text{топл}} = 1207 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} (100 \%)$$

$$\text{для ПГУ: } \nabla e_{\text{гор}} = 2188 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (27,7 \%);$$

$$\nabla e_{\text{ух.г}} = 126,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,61 \%);$$

$$\nabla e_{\text{т-опк}} = 362,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (4,59 \%);$$

$$\nabla e_{\text{к-р}} = 58,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (0,75 \%);$$

$$e_{\text{топл}} = 7894 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (100 \%).$$

Энтропийный и эксергетический методы дают более объективную оценку тепловой экономичности циклов по сравнению с балансовым методом.

17.11. Паросиловая установка работает по циклу Ренкина. Параметры начального состояния:  $p_1 = 2$  МПа,  $t_1 = 300^\circ \text{C}$ . Давление в конденсаторе  $p_2 = 0,004$  МПа.

**Определить** термический КПД.

**Ответ:**  $\eta_t = 0,339$ .

17.12. Паровая турбина мощностью  $N = 12\,000$  кВт работает при начальных параметрах  $p_1 = 8$  МПа и  $t_1 = 450^\circ \text{C}$ . Давление в конденсаторе  $p_2 = 0,004$  МПа. В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается уголь с теплотой сгорания  $Q_R^H = 25\,120$  кДж/кг. КПД котельной установки равен 0,8. Температура питательной воды  $t_{\text{пв}} = 90^\circ \text{C}$ .

**Определить** производительность котельной установки и часовой расход топлива при полной нагрузке паровой турбины и условии, что она работает по циклу Ренкина.

**Ответ:**  $B = 4791$  кг/ч.

17.13. Мощность турбогенератора 200 МВт, а его КПД составляет 99 %. Охлаждение генератора производится водородом с теплоемкостью  $c_p = 14,3$  кДж/(кг · К). Считая, что вся теплота потерь отводится водородом, изобарно нагревающимся при прохождении через генератор на  $30^\circ \text{C}$ .

**Определить** его секундный массовый расход.

**Ответ:**  $G = 4,7$  кг/с.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Теоретический материал в начале каждого раздела пособия позволяет ознакомиться с основными термодинамическими понятиями и закономерностями, их физической сущностью, методами расчета основных процессов и тепловой экономичности теплоэнергетических установок.

Примеры решения типовых задач поясняют методику расчета тематических задач, а ответы к задачам позволяют пользователю пособия провести самотестирование усвоенных им знаний.

Представлены задачи на определение термодинамических свойств идеальных газов и реальных веществ, расчет обратимых и необратимых процессов в закрытых и открытых термодинамических системах. Представлены практические задачи по основным законам термодинамики и вытекающим из них общим теоретическим положениям, которые составляют основу для последующего изучения и количественного анализа рабочих циклов тепловых машин. Кроме того, рассматриваются и анализируются практические задачи по циклам тепловых двигателей. Даны теоретические положения и задачи с примерами их решения по оценке необратимости реальных процессов на основании энтропийного и эксергетического методов.

Рассмотрены циклы современных теплоэнергетических установок: паротурбинных на органическом топливе, газотурбинных установок, двигателей внутреннего сгорания, парогазовых установок, холодильных установок и тепловых насосов.

Для каждого цикла приведены задачи для проведения термодинамического анализа их экономичности традиционным балансовым и эксергетическим методами. Приведены творческие задачи по сравнению термодинамической экономичности различных вариантов схем теплоэнергетических установок.

Материалы, изложенные в учебном пособии, могут быть использованы в курсовом проектировании и при выполнении выпускных квалификационных работ и магистерских диссертаций. Учебное пособие может быть полезно инженерам-теплоэнергетикам, персоналу предприятий по проектированию и эксплуатации энергетических установок для промышленных предприятий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Злобин, В. Г. Техническая термодинамика. Часть 1. Основные законы термодинамики. Циклы тепловых двигателей : учебное пособие / В. Г. Злобин, С. В. Горбай, Т. Ю. Короткова. – 2 изд., испр. и перераб. – СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. – 147 с. – Текст: непосредственный.
2. Злобин, В. Г. Техническая термодинамика. Часть 2. Водяной пар. Циклы теплосиловых установок : учебное пособие / В. Г. Злобин, С. В. Горбай, Т. Ю. Короткова. – 2-е изд., испр. и перераб. – СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. – 118 с. – Текст: непосредственный.
3. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с. – Текст: непосредственный.
4. Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике / О. М. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1969. – 376 с. – Текст: непосредственный.
5. Александров, А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара : справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М. : Издательство МЭИ. 1999. – 168 с. – Текст: непосредственный.
6. Злобин В. Г., Липатов М. С. Специальные главы технической термодинамики : учебное пособие / В. Г. Злобин, М. С. Липатов. – СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 90 с. – Текст: непосредственный.
7. Чухин, И. М. Сборник задач по технической термодинамике / И. М. Чухин. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина, 2018. – 248 с. – Текст: непосредственный.
8. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учебное пособие / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : Изд – во МЭИ, 2002. – 584 с. – Текст: непосредственный.
9. Маргулова, Т. Х. Атомные электрические станции : учебник для вузов / Т. Х. Маргулова. – М. : Высш. шк., 1984. – 304 с. – Текст: непосредственный.
10. Иванова, И. В. Сборник задач по технической термодинамике : учебное пособие / И. В. Иванова, И. Н. Дюкова, А. Ф. Смоляков [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГЛТУ, 2012. – 168 с. – Текст: непосредственный.
11. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства газов / С. Л. Ривкин. – М.: Энергия, 1973. – 288 с. – Текст: непосредственный.
12. Чухин, И. М. Пакет практических задач к третьему и четвертому модулям курса «Техническая термодинамика»: методические указания / И. М. Чухин, Е. Е. Мезина. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина, 1994. – 40 с. – Текст: непосредственный.
13. Бухмиров, В. В. Теоретические основы теплотехники в примерах и задачах : учебное пособие / В. В. Бухмиров, Г. Н. Щербакова, А. В. Пекунова. – Иваново : Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина, 2013. – 128с. – Текст: непосредственный.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ

Таблица П.1.1 – Термодинамические свойства идеального воздуха [11]  
 $\mu = 28,97 \text{ кг/кмоль}$

$t, ^\circ\text{C}$	$T, \text{K}$	$h, \text{кДж/кг}$	$u, \text{кДж/кг}$	$p_o$	$\theta_o$	$s^\circ, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$
1	2	3	4	5	6	7
-20	253,15	253,18	180,52	0,7661	9482	6,5318
-10	263,15	263,20	187,68	0,8771	8609	6,5707
0	273,15	273,23	194,83	0,9992	7845	6,6080
10	283,15	283,26	201,99	1,1330	7172	6,6441
20	293,15	293,29	209,16	1,2791	6577	6,6789
30	303,15	303,33	216,32	1,4383	6048	6,7126
40	313,15	313,37	223,50	1,6113	5577	6,7452
50	323,15	323,42	230,68	1,7988	5155	6,7768
60	333,15	333,48	237,86	2,001	4776	6,8074
70	343,15	343,54	245,06	2,220	4435	6,8372
80	353,15	353,61	252,26	2,455	4126	6,8661
90	363,15	363,69	259,47	2,709	3847	6,8943
100	373,15	373,79	266,70	2,980	3592	6,9217
110	383,15	383,89	273,93	3,271	3361	6,9484
120	393,15	394,01	281,18	3,582	3149	6,9745
130	403,15	404,14	288,43	3,914	2955	6,9999
140	413,15	414,28	295,71	4,268	2777	7,0248
150	423,15	424,43	302,99	4,645	2614	7,0491
160	433,15	434,60	310,29	5,046	2463	7,0728
170	443,15	444,79	317,61	5,472	2324	7,0961
180	453,15	454,99	324,94	5,923	2195	7,1188
190	463,15	465,21	332,29	6,402	2076	7,1411
200	473,15	475,44	339,65	6,909	1965,3	7,1630
210	483,15	485,70	347,03	7,445	1862,3	7,1844
220	493,15	495,97	354,44	8,011	1766,5	7,2055



$t, ^\circ\text{C}$	$T, \text{K}$	$h,$ кДж/кг	$u,$ кДж/кг	$\pi_0$	$\theta_0$	$s^0,$ кДж/(кг·К)
230	503,15	506,26	361,86	8,609	1677,1	7,2261
240	513,15	516,57	369,30	9,240	1593,7	7,2464
250	523,15	526,90	376,75	9,905	1515,7	7,2664
260	533,15	537,24	384,23	10,605	1442,8	7,2860
270	543,15	547,61	391,73	11,341	1374,4	7,3052
280	553,15	558,01	399,25	12,115	1310,2	7,3242
290	563,15	568,42	406,80	12,929	1249,9	7,3428
300	573,15	578,85	414,36	13,784	1193,3	7,3612
310	583,15	589,31	421,95	14,680	1139,9	7,3793
320	593,15	599,79	429,56	15,621	1089,7	7,3971
330	603,15	610,29	437,19	16,606	1042,3	7,4147
340	613,15	620,81	444,84	17,638	997,6	7,4320
350	623,15	631,36	452,52	18,719	955,3	7,4490
360	633,15	641,93	460,22	19,849	915,4	7,4659
370	643,15	652,52	467,94	21,03	877,6	7,4825
380	653,15	663,14	475,69	22,26	841,8	7,4988
390	663,15	673,78	483,46	23,55	807,8	7,5150
400	673,15	684,45	491,26	24,90	775,7	7,5310
500	773,15	792,43	570,54	41,93	529,1	7,6805
600	873,15	902,78	652,19	66,93	374,3	7,8147
700	973,15	1015,35	736,07	102,40	272,7	7,9367
800	1073,15	1129,91	821,92	151,30	203,5	8,0488
900	1173,15	1246,19	909,51	217,0	155,10	8,1524
1000	1273,15	1363,97	998,59	303,6	120,32	8,2487
1100	1373,15	1483,06	1088,97	415,5	94,830	8,3387
1200	1473,15	1603,31	1180,52	557,8	75,782	8,4347
1300	1573,15	1724,60	1273,12	736,3	61,312	8,5029
1400	1673,15	1846,84	1366,66	957,4	50,155	8,5783
1500	1773,15	1969,92	1461,04	1228,0	41,439	8,6497



Таблица П.1.2 – Молярные массы газов

Название газа	Химическая формула газа	Масса киломоля μ, кг/кмоль
Водород	H <sub>2</sub>	2,016
Гелий	He	4,00
Неон	Ne	20,18
Воздух (сухой)	-	28,96
Аргон	Ar	39,94
Азот	N <sub>2</sub>	28,01
Кислород	O <sub>2</sub>	32,00
Оксид углерода	CO	28,01
Углекислый газ	CO <sub>2</sub>	44,01
Метан	CH <sub>4</sub>	16,04
Аммиак	NH <sub>3</sub>	17,03
Диоксид серы	SO <sub>2</sub>	64,06
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26,04
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,05
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,07

Таблица П.1.3 – Средние молярные теплоемкости реальных газов, определенные от 0°C, при атмосферном давлении в кДж/(кмоль·К) [12]

t °C	μ <sub>ср</sub>	μ <sub>св</sub>	μ <sub>ср</sub>	μ <sub>св</sub>	μ <sub>ср</sub>	μ <sub>св</sub>	μ <sub>ср</sub>	μ <sub>св</sub>
	Водород H <sub>2</sub>		Азот N <sub>2</sub>		Кислород O <sub>2</sub>		Воздух	
0	28,32	20,30	29,12	20,80	29,27	20,96	29,07	20,76
100	28,94	20,62	29,14	20,83	29,54	21,22	29,15	20,84
200	29,07	20,76	29,29	20,91	29,93	21,62	20,30	20,99
300	29,12	20,81	29,38	21,07	30,40	21,67	29,52	21,21
400	29,20	20,87	29,60	21,29	30,88	22,56	29,78	21,78
500	29,25	20,93	29,86	21,55	31,33	23,02	30,10	21,88
600	29,32	21,00	30,15	21,83	31,76	23,45	30,41	22,02
700	29,41	21,10	30,45	22,14	32,15	23,84	30,72	22,41
800	29,52	21,20	30,75	22,43	32,50	24,19	31,03	22,71
900	29,65	21,33	31,04	22,72	32,83	24,51	31,32	23,00
1000	29,79	21,47	31,31	23,00	33,12	24,80	31,60	23,28
1200	30,11	21,79	31,82	23,51	33,63	25,32	32,11	23,79

t °C	$\mu_p$	$\mu_v$	$\mu_p$	$\mu_v$	$\mu_p$	$\mu_v$	$\mu_p$	$\mu_v$
	Ок. углер. CO		Дв-ок. угл. CO <sub>2</sub>		Метан CH <sub>4</sub>		Водяной пар	
0	29,12	20,18	35,86	27,55	26,42	34,74	33,50	25,18
100	29,18	20,86	38,11	29,80	36,82	28,49	33,74	25,43
200	29,30	20,99	40,06	31,74	39,43	31,11	34,12	25,80
300	29,52	21,20	41,76	33,44	42,27	33,96	34,58	26,26
400	29,79	21,47	43,25	34,94	45,18	36,87	35,09	26,78
500	30,10	21,78	44,57	36,26	47,98	39,66	35,63	27,32
600	30,43	22,11	45,75	37,44	50,67	42,36	36,20	27,88
700	30,75	22,44	46,81	38,50	53,28	44,96	36,79	28,47
800	31,07	22,76	47,76	39,45	55,90	47,59	37,39	29,08
900	31,38	23,06	48,62	40,29	58,33	50,02	38,02	29,62
1000	31,67	23,35	49,39	41,08	60,50	52,19	38,62	30,30
1200	32,19	23,88	50,74	42,43	62,46	54,14	39,83	31,51

Таблица П.1.4 – Термодинамические свойства идеального атмосферного азота  
 $N \mu = 28,15 \text{ кг/кмоль}$  [12]

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	$\pi_0$	$\theta_0$	$s^0$ , кДж/(кг·K)
0	273,15	281,38	200,70	0,7045	11451	6,6973
100	373,15	384,53	274,31	2,094	5262	7,0191
200	473,15	488,32	348,57	4,822	2897	7,2655
300	573,15	593,47	424,18	9,543	1773,8	7,4670
400	673,15	700,57	501,75	17,095	1162,9	7,6392
500	773,15	809,97	581,62	28,55	799,7	7,7907
1000	1273,15	1389,83	1013,80	200,99	187,08	8,3671
1500	1773,15	2006,76	1483,05	800,68	65,407	8,7753

Таблица П.1.5 – Термодинамические свойства идеального кислорода  
 $O^2 \mu = 32,0 \text{ кг/кмоль}$  [12]

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	$\pi_0$	$\theta_0$	$s^0$ , кДж/(кг·K)
0	273,15	247,75	176,78	3,779	1877,6	6,3280
100	373,15	339,95	242,99	11,426	848,4	6,6155
200	473,15	434,7	311,77	27,14	452,8	6,8403
300	573,15	532,57	383,65	55,87	266,5	7,0278
400	673,15	633,50	458,6	104,33	167,62	7,1901
500	773,15	737,14	536,26	181,26	110,81	7,3336
1000	1273,15	1282,43	951,64	1462,2	22,621	7,8760
1500	1773,15	1854,16	1393,46	6274,6	7,342	8,2545

Таблица П.1.6 – Термодинамические свойства идеальной двуокиси  $CO_2$   $\mu = 44,01$  кг/кмоль [12]

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	$\pi_0$	$\theta_0$	$s^0$ , кДж/(кг·К)
0	273,15	192,08	140,48	0,09823	52529	4,7815
100	373,15	278,90	208,40	0,4102	17182	5,0515
200	473,15	374,52	285,13	1,3618	6563	5,2782
300	573,15	477,36	369,08	3,8635	2802	5,4752
400	673,15	586,17	459,00	9,749	1304,3	5,6500
500	773,15	699,92	553,86	22,439	650,8	5,8075
1000	1273,15	1318,38	1077,87	579,2	41,520	6,4216
1500	1773,15	1983,92	1648,95	5960,1	5,620	6,8620



## ПРИЛОЖЕНИЕ 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Таблица П.2.1 – Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по температуре, энтальпию обозначать вместо  $i \rightarrow h$ ) [5]

$t$ , °C	$p$ , МПа	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$i'$ , кДж/кг	$i''$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг·К)	$s''$ , кДж/(кг·К)
0,01	0,0006112	0,00100022	206,175	0,000614	2501,0	0	9,1562
5	0,0008718	0,0010000	147,167	21,01	2510,2	0,0762	9,0258
10	0,0012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	0,1510	8,9009
15	0,0017041	0,0010008	77,970	62,94	2528,6	0,2243	8,7815
20	0,0023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	0,2963	8,6674
25	0,0031663	0,0010029	43,399	104,77	2546,8	0,3670	8,5583
30	0,0042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	0,4365	8,4537
35	0,0056217	0,0010060	25,246	146,56	2565,0	0,5049	8,3536
40	0,0073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	0,5721	8,2576
45	0,0095817	0,0010099	15,278	188,435	2582,9	0,6383	8,1655
50	0,012335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	0,7035	8,0771
55	0,015740	0,0010145	9,5812	230,17	2600,7	0,7677	7,9922
60	0,019919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	0,8310	7,9106
65	0,025008	0,0010199	6,2042	272,02	2618,2	0,8933	7,8320
70	0,031161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	0,9548	7,7565
75	0,038548	0,0010259	4,1356	313,94	2635,3	1,0154	7,6837
80	0,047359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	1,0752	7,6135
85	0,057803	0,0010326	2,8300	355,92	2652,1	1,1343	7,5459
90	0,070108	0,0010361	2,3624	376,94	2660,3	1,1925	7,4805
95	0,084525	0,0010398	1,9832	397,99	2668,4	1,2500	7,4174
100	0,101325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	1,3069	7,3564
105	0,120799	0,0010477	1,4200	440,17	2684,1	1,3630	7,2974
110	0,14326	0,0010519	1,2106	461,32	2691,8	1,4185	7,2402
115	0,16905	0,0010562	1,0369	482,50	2699,3	1,4733	7,1848
120	0,19854	0,0010606	0,89202	503,7	2706,6	1,5276	7,1310
125	0,23209	0,0010652	0,77067	525,0	2713,8	1,5813	7,0788
130	0,27012	0,0010700	0,66851	546,3	2720,7	1,6344	7,0281
135	0,31306	0,0010750	0,58212	567,7	2727,4	1,6869	6,9787
140	0,36136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	1,7390	6,9307
145	0,41550	0,0010853	0,44618	610,6	2740,3	1,7906	6,8838
150	0,47597	0,0010908	0,39261	632,2	2746,3	1,8416	6,8381
155	0,54331	0,0010964	0,34656	653,8	2753,1	1,8923	6,7934
160	0,61804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	1,9425	6,7498
165	0,70075	0,0011082	0,27246	697,3	2763,0	1,9922	6,7070
170	0,79202	0,0011145	0,24259	719,1	2768,0	2,0416	6,6652
175	0,89246	0,0011209	0,21656	741,1	2772,7	2,0906	6,6241
180	1,0027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2,1393	6,5838
185	1,1234	0,0011344	0,17385	785,3	2781,2	2,1876	6,5441
190	1,2552	0,0011415	0,15631	807,5	2784,9	2,2356	6,5052
195	1,3989	0,0011489	0,14082	829,9	2788,3	2,2833	6,4667
200	1,5551	0,0011565	0,12714	852,4	2791,4	2,3307	6,4289
205	1,7245	0,0011644	0,11500	875,0	2794,1	2,3778	6,3915

$t$ , °C	$p$ , МПа	$v'$ , м³/кг	$v''$ , м³/кг	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг·К)	$s''$ , кДж/(кг·К)
210	1,9079	0,0011726	0,10422	897,8	2796,4	2,4247	6,35746
215	2,1063	0,0011811	0,09460	920,6	2798,4	2,4714	6,3181
220	2,3201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	2,5178	6,2819
225	2,5504	0,0011992	0,07833	966,9	2801,0	2,5641	6,2460
230	2,7979	0,0012087	0,071473	990,3	2801,7	2,6102	6,2104
235	3,0635	0,0012186	0,06523	1013,9	2801,9	2,6562	6,1749
240	3,3480	0,0012291	0,05964	1037,6	2801,6	2,7021	6,1397
245	3,6524	0,0012399	0,05459	1061,6	2800,8	2,7479	6,1045
250	3,9776	0,0012513	0,05002	1085,8	2799,5	2,7936	6,0693
255	4,3245	0,0012632	0,04588	1110,3	2797,7	2,8393	6,0341
260	4,6940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	2,8850	5,9989
265	5,0872	0,0012887	0,03870	1160,0	2792,1	2,9308	5,9635
270	5,5051	0,0013025	0,03557	1185,4	2788,3	2,9766	5,9278
275	5,9487	0,0013170	0,03272	1211,0	2783,8	3,0226	5,8918
280	6,4910	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	3,0687	5,8555
285	6,9174	0,0013487	0,02771	1263,4	2772,4	3,1150	5,8186
290	7,4448	0,0013659	0,02551	1290,3	2765,4	3,1616	5,7811
295	8,0025	0,0013844	0,02348	1317,6	2757,5	3,2085	5,7428
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	3,2559	5,7038
305	9,2136	0,0014252	0,01989	1373,9	2738,3	3,3027	5,6637
310	9,8697	0,0014480	0,01829	1402,9	2726,8	3,3522	5,6224
315	10,5613	0,0014726	0,01681	1432,7	2714,0	3,4013	5,5798
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	3,4513	5,5356
325	12,057	0,0015289	0,01416	1494,9	2683,6	3,5023	5,4896
330	12,865	0,0015614	0,01296	1527,5	2665,5	3,5546	5,4414
335	13,714	0,0015977	0,01184	1561,4	2645,4	3,6084	5,3908
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	3,6638	5,3363
345	15,548	0,0016859	0,009779	1633,7	2596,2	3,7211	5,2782
350	16,537	0,0017407	0,008822	1672,9	2566,1	3,7816	5,2149
355	17,577	0,0018073	0,007895	1715,5	2530,5	3,8467	5,1442
360	18,674	0,0018930	0,006970	1763,1	2485,7	3,9189	5,0603
365	19,830	0,002015	0,006013	1819,5	2424,2	4,0041	4,9517
370	21,053	0,002231	0,004958	1896,2	2335,7	4,1198	4,8031
374	22,084	0,002834	0,003482	2039,2	2150,7	4,3374	4,5096

**Примечание:** В таблице П.2.1 Приняты следующие обозначения:  $p$  и  $t$  – давление и температура насыщения;  $v', h', s'$  – удельный объем, энтальпия, энтропия кипящей воды соответственно;  $v'', h'', s''$  – удельный объем, энтальпия, энтропия сухого насыщенного пара соответственно;  $r$  – теплота парообразования.



Таблица П.2.2 – Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (по давлению, энтальпию обозначать вместо  $i \rightarrow h$ ) [5]

$p$ , МПа	$t$ , °C	$v'$ , м³/кг	$v''$ , м³/кг	$i'$ , кДж/кг	$i''$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг · К)	$s''$ , кДж/(кг · К)
0,0010	6,982	0,0010001	129,208	29,33	2513,8	0,1060	8,9756
0,0015	13,034	0,0010006	87,982	54,71	2525,0	0,1956	8,8278
0,0020	17,511	0,0010012	67,006	73,45	2533,2	0,2606	8,7236
0,0025	21,094	0,0010020	54,256	88,44	2539,7	0,3119	8,6431
0,0030	24,098	0,0010027	45,668	101,00	2545,2	0,3543	8,5776
0,0035	26,692	0,0010033	39,480	111,84	2549,9	0,3907	8,5224
0,0040	28,981	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	0,4224	8,4747
0,0045	31,034	0,0010046	31,142	129,98	2557,8	0,4507	8,4327
0,0050	32,90	0,0010052	28,196	137,77	2561,2	0,4762	8,3952
0,0060	36,18	0,0010064	23,742	151,50	2567,1	0,5209	8,3305
0,0070	39,02	0,0010074	20,532	163,38	2572,2	0,5591	8,2760
0,0080	41,53	0,0010084	18,106	173,87	2576,7	0,5926	8,2289
0,0090	43,79	0,0010094	16,206	183,28	2580,8	0,6224	8,1875
0,010	45,83	0,0010102	14,676	191,84	2584,4	0,6493	8,1505
0,011	47,72	0,0010111	13,418	199,68	2587,8	0,6738	8,1171
0,012	49,45	0,0010119	12,364	206,94	2590,9	0,6963	8,0867
0,013	51,06	0,0010126	11,467	213,70	2593,7	0,7172	8,0588
0,014	52,58	0,0010133	10,696	220,03	2596,4	0,7367	8,0330
0,015	54,00	0,0010140	10,025	225,98	2598,9	0,7549	8,0089
0,020	60,09	0,0010172	7,6515	251,46	2609,6	0,8321	7,9092
0,025	64,99	0,0010199	6,2060	271,99	2618,1	0,8932	7,8321
0,030	69,12	0,0010223	5,2308	289,31	2625,3	0,9441	7,7695
0,040	75,89	0,0010264	3,9949	317,65	2636,8	1,0261	7,6711
0,050	81,35	0,0010301	3,2415	340,57	2646,0	1,0912	7,5951
0,060	85,95	0,0010333	2,7329	359,93	2653,6	1,1454	7,5332
0,070	89,96	0,0010361	2,3658	376,77	2660,2	1,1921	7,4811
0,080	93,51	0,0010387	2,0879	391,72	2666,0	1,2330	7,4360
0,090	96,71	0,0010412	1,8701	405,21	2671,1	1,2696	7,3963
0,100	99,63	0,0010434	1,6946	417,51	2675,7	1,3027	7,3608
0,11	102,32	0,0010455	1,5501	428,84	2680,0	1,3330	7,3288
0,12	104,81	0,0010476	1,4289	439,36	2683,8	1,3609	7,2996
0,13	107,13	0,0010495	1,3258	449,19	2687,4	1,3868	7,2728
0,14	109,32	0,0010513	1,2370	458,42	2690,8	1,4109	7,2480
0,15	111,37	0,0010530	1,1597	467,13	2693,9	1,4336	7,2248
0,16	113,32	0,0010547	1,0917	475,38	2696,8	1,4550	7,2032
0,17	115,17	0,0010563	1,0315	483,22	2699,5	1,4752	7,1829
0,18	116,93	0,0010579	0,97775	490,70	2702,1	1,4944	7,1638
0,19	118,62	0,0010594	0,92951	497,85	2704,6	1,5127	7,1458
0,20	120,23	0,0010608	0,88592	504,7	2706,9	1,5301	7,1286



$p$ , МПа	$t$ , °C	$D'$ , м <sup>3</sup> /кг	$D''$ , м <sup>3</sup> /кг	$I'$ , кДж/кг	$I''$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг · К)	$s''$ , кДж/(кг · К)
0,21	121,78	0,0010623	0,84636	511,3	2709,2	1,5468	7,1123
0,22	123,27	0,0010636	0,81027	517,6	2711,3	1,5628	7,0967
0,23	124,71	0,0010650	0,77724	523,7	2713,3	1,5781	7,0819
0,24	126,09	0,0010663	0,74684	529,6	2715,3	1,5929	7,0676
0,25	127,43	0,0010675	0,71881	535,4	2717,2	1,6072	7,0540
0,26	128,73	0,0010688	0,69288	540,9	2719,0	1,6209	7,0409
0,27	129,98	0,0010700	0,66878	546,2	2720,7	1,6342	7,0282
0,28	131,20	0,0010712	0,64636	551,4	2722,3	1,6471	7,0161
0,29	132,39	0,0010724	0,62544	556,5	2723,9	1,6596	7,0044
0,30	133,54	0,0010735	0,60586	561,4	2725,5	1,6717	6,9930
0,31	134,66	0,0010746	0,58750	566,2	2727,0	1,6834	6,9820
0,32	135,76	0,0010757	0,57027	570,9	2728,4	1,6948	6,9714
0,33	136,82	0,0010768	0,55402	575,5	2729,8	1,7059	6,9611
0,34	137,86	0,0010779	0,53871	579,9	2731,2	1,7168	6,9511
0,35	138,88	0,0010789	0,52425	584,3	2732,5	1,7273	6,9414
0,36	139,87	0,0010799	0,51056	588,5	2733,8	1,7376	6,9320
0,37	140,84	0,0010809	0,49758	592,7	2735,0	1,7476	6,9228
0,38	141,79	0,0010819	0,48527	596,8	2736,2	1,7575	6,9138
0,39	142,72	0,0010829	0,47357	600,8	2737,4	1,7670	6,9051
0,40	143,62	0,0010839	0,46242	604,7	2738,5	1,7764	6,8966
0,41	144,52	0,0010848	0,45181	608,5	2739,7	1,7856	6,8883
0,42	145,39	0,0010858	0,44168	612,3	2740,7	1,7946	6,8802
0,43	146,25	0,0010867	0,43201	616,0	2742,8	1,8034	6,8723
0,44	147,09	0,0010876	0,42276	619,6	2743,8	1,8120	6,8645
0,45	147,92	0,0010885	0,41392	623,2	2744,8	1,8204	6,8570
0,50	151,84	0,0010928	0,37481	640,1	2745,8	1,8604	6,8215
0,60	158,84	0,0011009	0,31556	670,4	2756,4	1,9308	6,7598
0,7	164,96	0,0011082	0,27274	697,1	2762,9	1,9918	6,7074
0,8	170,42	0,0011150	0,24030	720,9	2768,4	2,0457	6,6618
0,9	175,36	0,0011213	0,21484	742,6	2773,0	2,0941	6,6212
1,0	179,88	0,0011274	0,19430	762,6	2777,0	2,1382	6,5847
1,1	184,06	0,0011331	0,17739	781,1	2780,4	2,1786	6,5515
1,2	187,96	0,0011386	0,16320	798,4	2783,4	2,2160	6,5210
1,3	191,60	0,0011438	0,15112	814,7	2786,0	2,2509	6,4927
1,4	195,04	0,0011489	0,14072	830,1	2788,4	2,2836	6,4665
1,5	198,28	0,0011538	0,13165	844,7	2790,4	2,3144	6,4418
1,6	201,37	0,0011586	0,12368	858,6	2792,2	2,3436	6,4187
1,7	204,30	0,0011633	0,11661	871,8	2793,8	2,3712	6,3967
1,8	207,10	0,0011678	0,11031	884,6	2795,1	2,3975	6,3759
1,9	209,79	0,0011722	0,10464	896,8	2796,4	2,4227	6,3561
2,0	212,37	0,0011766	0,09953	908,6	2797,4	2,4468	6,3373



$p$ , МПа	$t$ , °C	$\rho'$ , м <sup>3</sup> /кг	$\rho''$ , м <sup>3</sup> /кг	$i'$ , кДж/кг	$i''$ , кДж/кг	$s'$ , кДж/(кг · К)	$s''$ , кДж/(кг · К)
2,1	214,85	0,0011808	0,09488	919,9	2798,3	2,499	6,3192
2,2	217,24	0,0011850	0,09064	930,9	2799,1	2,4922	6,3018
2,3	219,54	0,0011891	0,08676	941,6	2799,8	2,5138	6,2851
2,4	221,78	0,0011932	0,08319	951,9	2800,4	2,5343	6,2691
2,5	223,94	0,0011972	0,07990	962,0	2800,8	2,5543	6,2536
2,6	226,03	0,0012011	0,07685	971,7	2801,2	2,5736	6,2386
2,7	228,06	0,0012050	0,07402	981,2	2801,5	2,5924	6,2241
2,8	230,04	0,0012088	0,07138	990,5	2801,7	2,6106	6,2101
2,9	231,96	0,0012126	0,06892	999,5	2801,8	2,6283	6,1964
3,0	233,83	0,0012163	0,06662	1008,4	2801,9	2,6455	6,1832
3,2	237,44	0,0012237	0,06243	1025,5	2801,8	2,6786	6,1577
3,4	240,88	0,0012310	0,05872	1041,8	2801,5	2,7101	6,1335
3,6	244,16	0,0012381	0,05540	1057,6	2801,0	2,7402	6,1103
3,8	247,31	0,0012451	0,05243	1072,8	2800,3	2,7690	6,0883
4,0	250,33	0,0012521	0,04974	1087,5	2799,4	2,7967	6,0670
4,2	253,24	0,0012589	0,04729	1101,7	2798,4	2,8233	6,0465
4,4	256,05	0,0012657	0,04506	1115,5	2797,2	2,8489	6,0268
4,6	258,76	0,0012725	0,04302	1128,9	2795,9	2,8737	6,0077
4,8	261,38	0,0012792	0,04114	1141,9	2794,4	2,8976	5,9891
5,0	263,92	0,0012858	0,03941	1154,6	2792,8	2,9209	5,9712
5,5	269,94	0,0013023	0,03561	1185,1	2788,4	2,9761	5,9282
6,0	275,56	0,0013187	0,03241	1213,9	2783,3	3,0277	5,8878
6,5	280,83	0,0013350	0,02969	1241,4	2777,6	3,0764	5,8494
7,0	285,80	0,0013514	0,02734	1267,7	2771,4	3,1225	5,8126
7,5	290,51	0,0013678	0,02530	1293,0	2764,7	3,1663	5,7773
8,0	294,98	0,0013834	0,02349	1317,5	2757,5	3,2083	5,7430
8,5	299,24	0,0014010	0,02189	1341,2	2749,9	3,2487	5,7098
9,0	303,31	0,0014179	0,02046	1363,2	2741,8	3,2875	5,6773
9,5	307,22	0,0014351	0,01917	1386,7	2733,4	3,3251	5,6456
10,0	310,96	0,0014526	0,01800	1408,6	2724,4	3,3616	5,6143
11,0	318,04	0,0014887	0,01597	1451,2	2705,4	3,4316	5,5531
12,0	324,64	0,0015267	0,01425	1492,6	2684,8	3,4986	5,4930
13,0	330,81	0,0015670	0,01277	1533,0	2662,4	3,5633	5,4333
14,0	336,63	0,0016104	0,01149	1572,8	2638,3	3,6262	5,3737
15,0	342,12	0,0016580	0,01035	1612,2	2611,6	3,6877	5,3122
16,0	347,32	0,0017101	0,009330	1651,5	2582,7	3,7486	5,2496
17,0	352,26	0,0017690	0,008401	1691,6	2550,8	3,8103	5,1841
18,0	356,96	0,0018380	0,007534	1733,4	2514,4	3,8739	5,1135
19,0	361,44	0,0019231	0,006700	1778,2	2470,1	3,9417	5,0321
20,0	365,71	0,002038	0,005873	1828,8	2413,8	4,0181	4,9338
21,0	369,79	0,002218	0,005006	1892,2	2340,2	4,1137	4,8106
22	373,68	0,002675	0,003757	2007,7	2192,5	4,2891	4,5048



Таблица П.2.3 – Термодинамические свойства воды и перегретого пара (числа слева от ступенчатой линии относятся к воде)

$p$ , МПа	$t$ , °C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0,003	$D$	0,0010017	48,13	51,21	54,30	57,38	60,46	63,54	66,62	69,70	72,78
	$I$	83,9	2575,0	2612,6	2650,3	2688,1	2726,0	2764,2	2802,4	2840,9	2879,6
	$s$	0,2963	8,6755	8,7918	8,9016	9,0057	9,1048	9,1993	9,2898	9,3767	9,4603
0,004	$D$	0,0010017	36,08	38,40	40,72	43,03	45,34	47,65	49,96	52,27	54,58
	$I$	83,9	2574,8	2612,4	2650,2	2688,0	2726,0	2764,1	2802,4	2840,9	2879,6
	$s$	0,2963	8,5421	8,6586	8,7685	8,8727	8,9718	9,0664	9,1570	9,2438	9,3274
0,005	$D$	0,0010017	28,86	30,71	32,57	34,42	36,27	38,12	39,97	41,81	43,66
	$I$	83,9	2574,6	2612,3	2650,0	2687,9	2725,9	2764,0	2802,3	2840,8	2879,5
	$s$	0,2963	8,4385	8,5552	8,6652	8,7695	8,8687	8,9633	9,0539	9,1408	9,2244
0,008	$D$	0,0010017	0,0010078	19,18	20,34	21,50	22,66	23,82	24,97	26,13	27,28
	$I$	83,9	167,4	2611,7	2649,6	2687,5	2725,6	2763,8	2802,1	2840,7	2879,4
	$s$	0,2963	0,5721	8,3369	8,4474	8,5519	8,6512	8,7460	8,8366	8,9236	9,0072
0,010	$D$	0,0010017	0,0010078	15,34	16,27	17,20	18,12	19,05	19,98	20,90	21,82
	$I$	83,9	167,4	2611,3	2649,3	2687,3	2725,4	2763,6	2802,0	2840,6	2879,3
	$s$	0,2963	0,5721	8,2331	8,3437	8,4484	8,5479	8,6427	8,7334	8,8204	8,9041
0,012	$D$	0,0010017	0,0010078	12,775	13,552	14,326	15,100	15,872	16,644	17,42	18,19
	$I$	83,9	167,4	2611,0	2649,0	2687,1	2725,2	2763,5	2801,9	2840,5	2879,2
	$s$	0,2963	0,5721	8,1480	8,2589	8,3638	8,4634	8,5583	8,6490	8,7361	8,8198

$p$ , МПа	$t$ , °C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0,014	$u$	0,0010017	0,0010078	10,944	11,61	12,276	12,940	13,602	14,264	14,925	15,586
	$I$	83,9	167,4	2610,6	2648,7	2686,8	2725,0	2763,3	2801,8	2840,3	2879,1
	$s$	0,2963	0,5721	8,0760	8,1872	8,2922	8,3919	8,4868	8,5777	8,6648	8,7485
0,016	$u$	0,0010017	0,0010078	9,571	10,156	10,739	11,320	11,900	12,479	13,058	13,637
	$I$	83,9	167,4	2610,2	2648,4	2686,6	2724,8	2763,2	2801,6	2840,2	2879,0
	$s$	0,2963	0,5721	8,0134	8,1249	8,2301	8,3299	8,4249	8,5158	8,6030	8,6868
0,020	$u$	0,0010017	0,0010078	0,0010171	8,119	8,586	9,052	9,516	9,980	10,444	10,907
	$I$	83,9	167,5	251,1	2647,8	2686,2	2724,5	2762,9	2801,4	2840,0	2878,9
	$s$	0,2963	0,5721	0,8310	8,0206	8,1261	8,2261	8,3214	8,4124	8,4996	8,5835
0,030	$u$	0,0010017	0,0010078	0,0010171	5,402	5,716	6,027	6,338	6,649	6,958	7,268
	$I$	83,9	167,5	251,1	2646,4	2685,0	2723,5	2762,1	2800,7	2839,5	2878,4
	$s$	0,2963	0,5721	0,8310	7,8301	7,9365	8,0372	8,1328	8,2242	8,3116	8,3956
0,050	$u$	0,0010017	0,0010078	0,0010171	0,0010292	3,419	3,608	3,796	3,983	4,170	4,356
	$I$	83,9	167,5	251,1	334,9	2682,0	2721,7	2760,6	2799,5	2838,4	2877,5
	$s$	0,2963	0,5721	0,8310	1,0752	7,6958	7,7977	7,8942	7,9862	8,0741	8,1584
0,070	$u$	0,0010017	0,0010078	0,0010171	0,0010292	2,435	2,571	2,706	2,841	2,975	3,108
	$I$	83,9	167,5	251,1	334,9	2680,2	2719,7	2759,0	2798,2	2837,3	2876,6
	$s$	0,2963	0,5721	0,8310	1,0752	7,5354	7,6386	7,7360	7,8286	7,9170	8,0017

Продолжение таблицы П.2.3

$P_i$ МПа	$t_i$ °C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0,10	$\nu$	0,0010017	0,0010078	0,0010171	0,0010292	1,696	1,793	1,889	1,984	2,078	2,172
	$l$	84,0	167,5	251,1	335,0	2676,5	2716,8	2756,0	2796,2	2835,7	2875,2
	$s$	0,2963	0,5721	0,8309	1,0752	7,3628	7,3628	7,5669	7,6605	7,7496	7,8348
0,20	$\nu$	0,0010016	0,0010077	0,0010171	0,0010291	0,0010437	0,0010605	0,9353	0,9842	1,0326	1,080
	$l$	84,0	167,6	251,2	335,0	419,1	503,7	2748,4	2789,5	2830,1	2870,5
	$s$	0,2963	0,5720	0,8309	1,0752	1,3068	1,5276	7,2314	7,3286	7,4203	7,5073
0,40	$\nu$	0,0010015	0,0010015	0,0010170	0,0010290	0,0010436	0,0010605	0,0010800	0,4839	0,5094	0,5343
	$l$	84,3	84,3	251,4	335,2	419,3	503,9	589,2	2775,1	2818,3	2860,6
	$s$	0,2962	0,2962	0,8308	1,0750	1,3066	1,5274	1,7388	6,9826	7,0802	7,1715
0,50	$\nu$	0,0010015	0,0010076	0,0010169	0,0010290	0,0010432	0,0010605	0,0010800	0,3836	0,4046	0,4250
	$l$	84,3	167,9	251,5	335,2	419,1	503,9	589,2	2767,3	2812,1	2855,5
	$s$	0,2962	0,5719	0,8307	1,0750	1,3066	1,5273	1,7388	6,8654	6,9665	7,0602
0,60	$\nu$	0,0010014	0,0010075	0,0010169	0,0010289	0,0010434	0,0010604	0,0010799	0,3166	0,3347	0,3521
	$l$	84,4	168,0	251,6	335,4	419,4	504,0	589,3	2759,2	2805,6	2850,2
	$s$	0,2962	0,5719	0,8307	1,0749	1,3065	1,5272	1,7387	6,7662	6,8711	6,9674
0,80	$\nu$	0,0010014	0,0010075	0,0010168	0,0010288	0,0010433	0,0010603	0,0010798	0,0011021	0,2471	0,2608
	$l$	84,6	168,2	251,7	335,5	419,6	504,1	589,4	675,6	2792,0	2839,2
	$s$	0,2961	0,5718	0,8306	1,0748	1,3063	1,5270	1,7385	1,9422	6,7144	6,8164

$P_i$ МПа	$t_i$ °C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
1,0	$\nu$	0,0010013	0,0010074	0,0010167	0,0010287	0,0010432	0,0010602	0,0010796	0,0011019	0,1944	0,2059
	$l$	84,8	168,3	251,9	335,7	419,7	504,3	589,5	675,7	2777,3	2827,5
	$s$	0,2961	0,5717	0,8305	1,0746	1,3062	1,5269	1,7383	1,9420	6,5854	6,6940
1,1	$\nu$	0,0010012	0,0010073	0,0010166	0,0010287	0,0010432	0,0010601	0,0010796	0,0011019	0,0011274	0,1859
	$l$	84,9	168,4	252,0	335,7	419,8	504,4	589,6	675,8	763,2	2821,5
	$s$	0,2961	0,5717	0,8304	1,0746	1,3061	1,5268	1,7382	1,9419	1,9419	6,6398
1,2	$\nu$	0,0010012	0,0010073	0,0010166	0,0010286	0,0010431	0,0010600	0,0010795	0,0011018	0,0011274	0,1692
	$l$	85,0	168,5	252,1	335,8	419,9	504,4	589,6	675,8	763,2	2815,2
	$s$	0,2960	0,5716	0,8304	1,0745	1,3060	1,5267	1,7381	1,9418	2,1390	6,5891
1,3	$\nu$	0,0010011	0,0010072	0,0010166	0,0010286	0,0010431	0,0010600	0,0010794	0,0011017	0,0011273	0,1551
	$l$	85,1	168,6	252,2	335,9	420,0	504,5	589,7	675,9	763,3	2808,8
	$s$	0,2960	0,5716	0,8303	1,0744	1,3059	1,5266	1,7380	1,9417	2,1389	6,5412
1,4	$\nu$	0,0010011	0,0010072	0,0010165	0,0010285	0,0010430	0,0010599	0,0010794	0,0011016	0,0011272	0,1429
	$l$	85,2	168,7	252,2	336,0	420,0	504,6	589,8	675,9	763,3	2802,1
	$s$	0,2960	0,5716	0,8302	1,0744	1,3058	1,5265	1,7379	1,9415	2,1387	6,4957
1,5	$\nu$	0,0010010	0,0010071	0,0010165	0,0010285	0,0010430	0,0010599	0,0010793	0,0011016	0,0011271	0,1324
	$l$	85,3	168,8	252,3	336,1	420,1	504,6	589,8	676,0	763,4	2795,3
	$s$	0,2960	0,5715	0,8302	1,0743	1,3058	1,5264	1,7378	1,9414	2,1386	6,4522



Продолжение таблицы П.2.3

$p$ , МПа	$t$ , °C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
1,6	$v$	0,0010010	0,0010071	0,0010164	0,0010284	0,0010429	0,0010598	0,0010792	0,0011015	0,0011270	0,0011564
	$l$	85,4	168,9	252,4	336,1	420,2	504,7	589,9	676,0	763,4	852,4
	$s$	0,2960	0,5715	0,8301	1,0742	1,3057	1,5263	1,7377	1,9413	2,1385	2,3306
1,7	$v$	0,0010010	0,0010071	0,0010164	0,0010184	0,0010429	0,0010598	0,0010792	0,0011014	0,0011269	0,0011563
	$l$	85,5	168,9	252,5	336,2	420,3	504,8	590,0	676,1	763,5	852,4
	$s$	0,2959	0,5715	0,8301	1,0742	1,3056	1,5262	1,7376	1,9412	2,1383	2,3304
1,8	$v$	0,0010009	0,0010070	0,0010163	0,0010183	0,0010428	0,0010597	0,0010791	0,0011013	0,0011268	0,0011562
	$l$	85,6	169,0	252,6	336,3	420,3	504,8	590,0	676,2	763,5	852,5
	$s$	0,2959	0,5714	0,8300	1,0741	1,3055	1,5261	1,7375	1,9411	2,1382	2,3303
1,9	$v$	0,0010009	0,0010070	0,0010163	0,0010183	0,0010428	0,0010596	0,0010791	0,0011013	0,0011267	0,0011561
	$l$	85,6	169,1	252,7	336,4	420,2	504,9	590,1	676,2	763,6	852,5
	$s$	0,2959	0,5714	0,8300	1,0740	1,3055	1,5260	1,7374	1,9409	2,1381	2,3301
2,0	$v$	0,0010008	0,0010069	0,0010162	0,0010282	0,0010427	0,0010596	0,0010790	0,0011012	0,0011266	0,0011560
	$l$	85,7	169,2	252,7	336,5	420,5	505,0	590,2	676,3	763,6	852,6
	$s$	0,2959	0,5713	0,8299	1,0740	1,3054	1,5260	1,7373	1,9408	2,1379	2,3300
3,0	$v$	0,0010004	0,0010065	0,0010158	0,0010278	0,0010422	0,0010590	0,0010783	0,0011005	0,0011258	0,0011550
	$l$	86,7	170,1	253,6	337,3	421,2	505,7	590,8	676,9	764,1	853,0
	$s$	0,2957	0,5709	0,8294	1,0733	1,3046	1,5250	1,7362	1,9396	2,1360	2,3284

$p$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500
0,003	$v$	75,86	78,93	82,01	85,09	88,16	95,86	103,55	111,24	118,94
	$l$	2918,5	2957,7	2997,0	3036,6	3076,5	3177,2	3279,5	3383,4	3489,0
	$s$	9,5408	9,6186	9,6939	9,7668	9,8375	10,006	10,164	10,313	10,454
0,004	$v$	56,89	59,20	61,51	63,81	66,12	71,89	77,66	83,43	89,20
	$l$	2918,5	2957,6	2997,0	3036,6	3076,5	3177,2	3279,5	3383,3	3489,0
	$s$	9,4080	9,4858	9,5610	9,6340	9,7047	9,8732	10,031	10,180	10,321
0,005	$v$	45,51	47,36	49,20	51,05	52,90	57,51	62,13	66,74	71,36
	$l$	2918,5	2957,6	2997,0	3036,6	3076,4	3177,1	3279,4	3383,3	3489,0
	$s$	9,3049	9,3828	9,4580	9,5310	9,6017	9,7702	9,9280	10,077	10,218
0,008	$v$	28,44	29,59	30,75	31,90	33,06	35,94	38,83	41,71	44,60
	$l$	2918,3	2957,5	2996,9	3036,5	3076,4	3177,1	3279,4	3383,3	3488,9
	$s$	9,0878	9,1657	9,2410	9,3139	9,3847	9,5532	9,7111	9,8600	10,001
0,010	$v$	22,75	23,67	24,60	25,52	26,44	28,75	31,06	33,37	35,68
	$l$	2918,3	2957,4	2996,8	3036,5	3076,3	3177,0	3279,4	3383,3	3488,9
	$s$	8,9848	9,0626	9,1379	9,2109	9,2817	9,4502	9,6081	9,7570	9,8982
0,012	$v$	18,96	19,73	20,50	21,27	22,04	23,96	25,88	27,81	29,73
	$l$	2918,2	2957,4	2996,8	3036,4	3076,3	3177,0	3279,3	3383,3	3488,9
	$s$	8,9005	8,9784	9,0537	9,1267	9,1975	9,3660	9,5239	9,6728	9,8140

Продолжение таблицы П.2.3

$\rho$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500
0,014	$n$	16,247	16,91	17,57	18,23	18,89	20,54	22,19	23,83	25,48
	$l$	2918,1	2957,3	2996,7	3036,3	3076,2	3177,0	3279,3	3383,2	3488,9
	$s$	8,8292	8,9071	8,9825	9,0554	9,1263	9,2948	9,4527	9,6016	9,7429
0,016	$n$	14,215	14,793	15,371	15,948	16,53	17,97	19,41	20,86	22,30
	$l$	2918,0	2957,2	2996,6	3036,3	3076,2	3176,9	3279,3	3383,2	3488,8
	$s$	8,7675	8,8454	8,9207	8,9937	9,0646	9,2331	9,3910	9,5400	9,6812
0,020	$n$	11,370	11,832	12,295	12,757	13,219	14,374	15,529	16,68	17,84
	$l$	2917,9	2957,1	2996,5	3036,2	3076,1	3176,9	3279,2	3383,2	3488,8
	$s$	8,6643	8,7422	8,8176	8,8906	8,9615	9,1300	9,2880	9,4370	9,5782
0,030	$n$	7,577	7,885	8,194	8,502	8,811	9,581	10,351	11,121	11,891
	$l$	2917,5	2956,7	2996,2	3035,9	3075,8	3176,7	3279,1	3383,0	3488,7
	$s$	8,4765	8,5546	8,6300	8,7031	8,7740	8,9427	9,1007	9,2497	9,3910
0,050	$n$	4,542	4,728	4,913	5,099	5,284	5,747	6,209	6,671	7,134
	$l$	2916,7	2956,1	2995,6	3035,4	3075,3	3176,3	3278,7	3382,8	3488,5
	$s$	8,2396	8,3178	8,3934	8,4667	8,5376	8,7065	8,8646	9,0137	9,1550
0,070	$n$	3,242	3,374	3,507	3,640	3,772	4,103	4,434	4,764	5,095
	$l$	2915,9	2955,4	2995,0	3034,8	3074,9	3175,9	3278,4	3382,5	3488,3
	$s$	8,0831	8,1615	8,2373	8,3106	8,3817	8,5507	8,7090	8,8582	8,9995

$\rho$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500
0,1	$n$	2,266	2,359	2,453	2,546	2,639	2,871	3,103	3,334	3,565
	$i$	2914,7	2954,3	2994,1	3034,0	3074,1	3175,3	3278	3382,2	3487,9
	$s$	7,9166	7,9954	8,0714	8,1449	8,2162	8,3854	8,5439	8,6932	8,8346
0,2	$n$	1,128	1,175	1,222	1,269	1,316	1,433	1,549	1,665	1,781
	$i$	2910,6	2950,8	2991,0	3031,3	3071,7	3173,4	3276,5	3380,9	3486,9
	$s$	7,5905	7,6704	7,7472	7,8214	7,8931	8,0633	8,2223	8,3720	8,5137
0,4	$n$	0,5588	0,5831	0,6072	0,6311	0,6548	0,7139	0,7726	0,8310	0,8893
	$i$	2902,3	2943,6	2984,7	3025,7	3066,7	3169,5	3273,4	3378,4	3484,7
	$s$	7,2578	7,3399	7,4185	7,4940	7,5668	7,7388	7,8991	8,0495	8,1917
0,5	$n$	0,4450	0,4646	0,4841	0,5034	0,5226	0,5701	0,6172	0,6641	0,7109
	$i$	2898,0	2939,9	2981,5	3022,9	3064,2	3167,6	3271,8	3377,1	3483,7
	$s$	7,1481	7,2315	7,3110	7,3872	7,4606	7,6335	7,7944	7,9452	8,0877
0,6	$n$	0,3690	0,3857	0,4021	0,4183	0,4344	0,4742	0,5137	0,5529	0,5919
	$i$	2893,6	2936,1	2978,2	3020,0	3061,7	3165,6	3270,3	3375,8	3482,6
	$s$	7,0571	7,1418	7,2222	7,2992	7,3731	7,5470	7,7086	7,8598	8,0026
0,8	$n$	0,2740	0,2869	0,2995	0,3119	0,3241	0,3544	0,3842	0,4138	0,4432
	$i$	2884,5	2928,4	2971,6	3014,2	3056,5	3161,7	3267,2	3373,3	3480,5
	$s$	6,9101	6,9975	7,0800	7,1586	7,2337	7,4096	7,5724	7,7244	7,8677

Продолжение таблицы П.2.3

$P$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
1,0	$D$	0,2169	0,2275	0,2378	0,2480	0,2580	0,2825	0,3066	0,3304	0,3540	0,4010
	$i$	2874,9	2920,5	2964,8	3008,3	3051,3	3157,7	3264,0	3370,7	3478,3	3697,4
	$s$	6,7921	6,8826	6,9674	7,0475	7,1239	7,3018	7,4606	7,6188	7,7627	8,0292
1,1	$D$	0,1962	0,2059	0,2154	0,2247	0,2339	0,2553	0,2783	0,3000	0,3216	0,3644
	$i$	2870,0	2916,4	2961,3	3005,3	3048,7	3155,7	3262,5	3369,4	3477,2	3696,6
	$s$	6,7403	6,8325	6,9184	6,9994	7,0765	7,2555	7,4203	7,5735	7,7177	7,9845
1,2	$D$	0,1788	0,1879	0,1968	0,2054	0,2138	0,2345	0,2548	0,2748	0,2946	0,3339
	$i$	2865,0	2912,2	2957,8	3002,3	3046,0	3153,7	3260,9	3368,1	3476,1	3695,8
	$s$	6,6922	6,7861	6,8732	6,9551	7,0328	7,2129	7,3784	7,5320	7,6765	7,9436
1,3	$D$	0,1641	0,1727	0,1809	0,1890	0,1968	0,2161	0,2348	0,2534	0,2717	0,3080
	$i$	2859,9	2908,0	2954,2	2999,2	3043,4	3151,7	3259,3	3366,8	3475,1	3695,0
	$s$	6,6470	6,7427	6,8312	6,9140	6,9924	7,1735	7,3397	7,4937	7,6385	7,9060
1,4	$D$	0,1515	0,1596	0,1674	0,1749	0,1823	0,2002	0,2178	0,2350	0,2521	0,2859
	$i$	2854,6	2903,7	2950,6	2996,1	3040,7	3149,6	3257,7	3365,5	3474,0	3694,3
	$s$	6,6044	6,7020	6,7917	6,8755	6,9546	7,1369	7,3038	7,4582	7,6032	7,8711
1,5	$D$	0,1406	0,1483	0,1556	0,1627	0,1697	0,1866	0,2030	0,2191	0,2351	0,2667
	$i$	2849,2	2899,3	2947,0	2993,0	3037,9	3147,6	3256,1	3364,2	3472,9	3693,5
	$s$	6,5639	6,6635	6,7546	6,8394	6,9192	7,1026	7,2701	7,4250	7,5703	7,8386

Продолжение табл. П. 19

$P$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
1,6	$D$	0,1310	0,1383	0,1453	0,1521	0,1586	0,1746	0,1900	0,2052	0,2202	0,2499
	$i$	2843,7	2894,9	2943,3	2989,8	3035,2	3145,5	3254,5	3362,9	3471,8	3692,7
	$s$	6,5252	6,6269	6,7196	6,8052	6,8858	7,0704	7,2386	7,3939	7,5395	7,8081
1,7	$D$	0,1225	0,1296	0,1362	0,1427	0,1489	0,1640	0,1786	0,1929	0,2071	0,2351
	$i$	2838,1	2890,4	2939,5	2986,7	3032,4	3143,5	3253,0	3361,6	3470,7	3691,9
	$s$	6,4881	6,5920	6,6860	6,7728	6,8541	7,0399	7,2089	7,3646	7,5105	7,7795
1,8	$D$	0,1150	0,1218	0,1281	0,1343	0,1402	0,1546	0,1684	0,1820	0,1954	0,2219
	$i$	2832,3	2885,8	2935,7	2983,4	3029,6	3141,4	3251,3	3360,3	3469,6	3691,1
	$s$	6,4524	6,5586	6,6541	6,7420	6,8240	7,0111	7,1807	7,3369	7,4830	7,7524
1,9	$D$	0,1082	0,1148	0,1209	0,1268	0,1325	0,1461	0,1593	0,1723	0,1850	0,2101
	$i$	2826,4	2881,1	2931,8	2980,2	3026,8	3139,3	3249,7	3359,0	3468,5	3690,3
	$s$	6,4178	6,5264	6,6235	6,7125	6,7953	6,9836	7,1540	7,3106	7,4570	7,7268
2,0	$D$	0,10211	0,1084	0,1144	0,1200	0,1255	0,1386	0,1512	0,1635	0,1756	0,1995
	$i$	2820,4	2876,3	2927,9	2976,9	3024,0	3137,2	3248,1	3357,7	3467,4	3689,5
	$s$	6,3842	6,4953	6,5941	6,6842	6,7679	6,9574	7,1285	7,2855	7,4323	7,7024
2,5	$D$	0,0011897	0,08439	0,08953	0,09434	0,09892	0,1098	0,1201	0,1301	0,1399	0,1592
	$i$	943,7	2851,0	2907,5	2959,8	3009,4	3126,6	3239,9	3351,0	3461,9	3685,5
	$s$	2,5175	6,3529	6,4610	6,5573	6,6454	6,8415	7,0165	7,1758	7,3240	7,5960



Продолжение таблицы П.2.3

$p$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
3,0	$D$	0,0011891	0,06818	0,07286	0,07714	0,08116	0,09053	0,09933	0,1078	0,1161	0,1324
	$i$	943,9	2823,0	2885,5	2941,8	2994,2	3115,7	3231,6	3344,4	3456,4	3681,5
	$s$	2,5166	6,2245	6,3440	6,4477	6,5408	6,7443	6,9231	7,0847	7,2345	7,5084
4,0	$D$	0,0011878	0,0012280	0,05174	0,05547	0,05885	0,06645	0,07339	0,07999	0,08638	0,09879
	$i$	944,2	1037,7	2835,6	2902,2	2961,5	3093,1	3214,5	3330,7	3445,2	3673,4
	$s$	2,5147	2,7007	6,1355	6,2581	6,3634	6,5838	6,7713	6,9379	7,0909	7,3686
5,0	$D$	0,0011866	0,0012264	0,0012750	0,04224	0,04532	0,05194	0,05780	0,06327	0,06853	0,07864
	$i$	944,4	1037,8	1135,0	2857,0	2925,4	3069,2	3196,9	3316,8	3433,8	3665,4
	$s$	2,5129	2,6985	2,8842	6,0889	6,2104	6,4513	6,6486	6,8204	6,9768	6,957
6,0	$D$	0,0011853	0,0012249	0,0012729	0,03317	0,03616	0,04223	0,04738	0,05212	0,05662	0,06521
	$i$	944,7	1037,9	1134,8	2804,0	2885,0	3043,9	3178,6	3302,6	3422,2	3657,2
	$s$	2,5111	2,6963	2,8815	5,9253	6,0693	6,3356	6,5438	6,7214	6,8814	7,1673
7,0	$D$	0,0011841	0,0012233	0,0012708	0,0013307	0,02946	0,03524	0,03992	0,04414	0,04810	0,05561
	$i$	945,0	1038,0	1134,7	1236,7	2839,2	3017,0	3159,7	3288,0	3410,5	3649,0
	$s$	2,5093	2,6941	2,8789	3,0667	5,9322	6,2306	6,4511	6,6350	6,7988	7,0890
8,0	$D$	0,0011829	0,0012218	0,0012687	0,0013277	0,02425	0,02995	0,03431	0,03815	0,04172	0,04841
	$i$	945,3	1038,2	1134,6	1236,2	2785,4	2988,3	3140,1	3273,1	3398,5	3640,7
	$s$	2,5075	2,6920	2,8762	3,0633	5,7918	6,1324	6,3670	6,5577	6,7254	7,0201

$p$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
9,0	$D$	0,0011817	0,0012202	0,0012667	0,0013249	0,0014022	0,02579	0,02993	0,03348	0,03675	0,04281
	$i$	945,6	1038,3	1134,4	1235,6	1344,9	2957,5	3119,7	3257,9	3386,4	3632,4
	$s$	2,5057	2,6899	2,8737	3,0600	3,2539	6,0383	6,2891	6,4872	6,6592	6,9585
10,0	$D$	0,0011805	0,0012188	0,0012648	0,0013221	0,0013978	0,02242	0,02641	0,02974	0,03277	0,03833
	$i$	946,0	1038,4	1134,3	1235,2	1343,7	2924,2	3098,5	3242,2	3374,1	3624,0
	$s$	2,5040	2,6878	2,8711	3,0567	3,2494	5,9464	6,2158	6,4220	6,5984	6,9025
12,0	$D$	0,0011782	0,0012158	0,0012609	0,0013167	0,0013895	0,01721	0,02108	0,02411	0,02679	0,03161
	$i$	946,6	1038,8	1134,2	1234,3	1341,5	2848,4	3053,3	3209,9	3349,0	3607,0
	$s$	2,5005	2,6837	2,8661	3,0503	3,2407	5,7615	6,0787	6,3032	6,4893	6,8034
13,0	$D$	0,0011770	0,0012144	0,0012590	0,0013141	0,0013855	0,01511	0,01901	0,02194	0,02448	0,02903
	$i$	946,9	1038,9	1134,1	1233,9	1340,5	2804,0	3029,3	3193,1	3336,1	3598,4
	$s$	2,4987	2,6816	2,8636	3,0472	3,2365	5,6644	6,0132	6,2482	6,4395	6,7590
14,0	$D$	0,0011759	0,0012129	0,0012572	0,0013115	0,0013816	0,01323	0,01722	0,02007	0,02251	0,02681
	$i$	947,2	1039,1	1134,1	1233,5	1339,5	2753,5	3004,0	3175,8	3323,0	3589,8
	$s$	2,4970	2,6796	2,8612	3,0441	3,2324	5,5606	5,9488	6,1953	6,3922	6,7172
16,0	$D$	0,0011736	0,0012101	0,0012535	0,0013065	0,0013742	0,009782	0,01427	0,01702	0,01929	0,02321
	$i$	947,9	1039,5	1134,0	1232,8	1337,7	2618,5	2949,7	3140,0	3296,3	3572,4
	$s$	2,4936	2,6756	2,8563	3,0381	3,2245	5,3071	5,8215	6,0947	6,3038	6,6401
18,0	$D$	0,0011714	0,0012074	0,0012500	0,0013017	0,0013672	0,0017042	0,01191	0,01463	0,01678	0,02041
	$i$	948,6	1039,9	1134,0	1232,1	1336,1	1660,9	2889,0	3102,3	3268,7	3554,8
	$s$	2,4903	2,6717	2,8516	3,0323	3,2168	3,7582	5,6926	5,9989	6,2215	6,5701

## Окончание таблицы П.2.3

$p$ , МПа	$t$ , °C	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
20,0	$\nu$	0,0011693	0,0012047	0,0012466	0,0012971	0,0013606	0,001666	0,009952	0,01270	0,01477	0,01816
	$l$	949,3	1040,3	1134,1	1231,6	1334,6	1648,4	2820,1	3062,4	3240,2	3536,9
	$s$	2,4870	2,6678	2,8470	3,0266	3,2095	3,7327	5,5578	5,9061	6,1440	6,5055
22,0	$\nu$	0,0011671	0,0012021	0,0012432	0,0012927	0,0013542	0,001636	0,008262	0,01111	0,01312	0,01633
	$l$	950,1	1040,8	1134,1	1231,1	1333,3	1638,4	2739,7	3020,3	3210,8	3518,8
	$s$	2,4837	2,6640	2,8425	3,0210	3,2024	3,7114	5,4114	5,8149	6,0700	6,4453
24,0	$\nu$	0,0011651	0,0011996	0,0012400	0,0012883	0,0013482	0,001611	0,006738	0,009766	0,01174	0,01480
	$l$	950,8	1041,2	1134,2	1230,7	1332,1	1630,1	2642,0	2975,5	3180,5	3500,5
	$s$	2,4805	2,6603	2,8380	3,0157	3,1956	3,6929	5,2439	5,7242	5,9987	6,3888
25,0	$\nu$	0,0011640	0,0011983	0,0012384	0,0012863	0,0013453	0,001600	0,006009	0,009168	0,01113	0,01413
	$l$	951,2	1041,5	1134,3	1230,5	1331,5	1626,4	2583,2	2952,1	3165,0	3491,2
	$s$	2,4789	2,6584	2,8359	3,0130	3,1922	3,6844	5,1472	5,6787	5,9639	6,3616
28,0	$\nu$	0,0011610	0,0011946	0,0012337	0,0012802	0,0013368	0,001571	0,003857	0,007610	0,009556	0,01240
	$l$	952,3	1042,3	1134,5	1230,1	1329,9	1616,8	2339,3	2877,2	3117,1	3463,2
	$s$	2,4742	2,6529	2,8294	3,0052	3,1825	3,6614	4,7629	5,5404	5,8618	6,2840
30,0	$\nu$	0,0011590	0,0011922	0,0012307	0,0012762	0,0013315	0,001554	0,002806	0,006730	0,008679	0,01144
	$l$	953,1	1042,8	1134,8	1229,9	1329,0	1611,3	2159,1	2823,1	3083,9	3444,2
	$s$	2,4711	2,6493	2,8252	3,0002	3,1763	3,6475	4,4854	5,4458	5,7954	6,2351



Таблица П.2.4 – Истинная массовая изобарная теплоемкость воды и водяного пара [5]

**ИСТИННАЯ МАССОВАЯ ИЗОБАРНАЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА**

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	0,01	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
0	4,220	4,219	4,215	4,210	4,205	4,200	4,196	4,191	4,186	4,181	4,177	4,172
10	4,196	4,195	4,192	4,188	4,185	4,181	4,177	4,174	4,170	4,167	4,163	4,160
20	4,185	4,185	4,182	4,179	4,176	4,173	4,170	4,167	4,164	4,161	4,158	4,155
30	4,180	4,180	4,178	4,175	4,172	4,170	4,167	4,164	4,162	4,159	4,157	4,154
40	4,179	4,179	4,176	4,174	4,171	4,169	4,167	4,164	4,162	4,160	4,157	4,155
50	1,927	4,180	4,177	4,175	4,173	4,171	4,168	4,166	4,164	4,162	4,159	4,157
60	1,912	4,183	4,181	4,179	4,176	4,174	4,172	4,170	4,168	4,166	4,163	4,161
70	1,907	4,188	4,186	4,184	4,182	4,180	4,178	4,175	4,173	4,171	4,169	4,167
80	1,905	4,196	4,194	4,191	4,189	4,187	4,185	4,183	4,181	4,179	4,176	4,174
90	1,905	4,205	4,203	4,201	4,199	4,196	4,194	4,192	4,190	4,188	4,186	4,184
100	1,906	2,074	4,215	4,212	4,210	4,208	4,206	4,203	4,201	4,199	4,197	4,194
110	1,907	2,040	4,228	4,226	4,224	4,221	4,219	4,216	4,214	4,212	4,210	4,207
120	1,910	2,019	4,244	4,242	4,239	4,237	4,234	4,232	4,229	4,227	4,225	4,222
130	1,913	2,004	4,263	4,260	4,257	4,255	4,252	4,249	4,247	4,244	4,242	4,239
140	1,916	1,993	4,284	4,281	4,278	4,275	4,273	4,270	4,267	4,264	4,261	4,258
150	1,920	1,986	4,309	4,305	4,302	4,299	4,296	4,293	4,290	4,287	4,284	4,281
160	1,924	1,980	4,337	4,333	4,329	4,326	4,323	4,319	4,316	4,312	4,309	4,306
170	1,929	1,977	4,369	4,365	4,361	4,357	4,353	4,349	4,345	4,342	4,338	4,334
180	1,934	1,976	2,712	4,401	4,397	4,392	4,388	4,384	4,379	4,375	4,371	4,367
190	1,938	1,975	2,529	4,443	4,438	4,433	4,428	4,423	4,418	4,414	4,409	4,404
200	1,944	1,976	2,429	4,491	4,486	4,480	4,474	4,469	4,463	4,458	4,452	4,447
210	1,949	1,977	2,361	4,548	4,541	4,534	4,528	4,521	4,515	4,509	4,503	4,497
220	1,954	1,979	2,310	2,949	4,605	4,598	4,590	4,582	4,575	4,568	4,561	4,553
230	1,960	1,982	2,270	2,766	4,681	4,672	4,663	4,654	4,645	4,636	4,628	4,620
240	1,965	1,985	2,238	2,648	3,344	4,760	4,749	4,738	4,727	4,717	4,707	4,697
250	1,971	1,989	2,212	2,560	3,077	4,865	4,851	4,838	4,825	4,812	4,800	4,788
260	1,977	1,993	2,191	2,491	2,907	3,554	4,976	4,959	4,943	4,927	4,912	4,897
270	1,983	1,998	2,174	2,435	2,783	3,270	4,046	5,108	5,087	5,067	5,048	5,029
280	1,989	2,002	2,160	2,389	2,685	3,077	3,635	4,516	5,270	5,243	5,218	5,193
290	1,995	2,007	2,149	2,351	2,607	2,933	3,366	3,981	4,936	5,471	5,436	5,402
300	2,001	2,012	2,141	2,320	2,543	2,820	3,171	3,638	4,292	5,287	5,730	5,682
310	2,007	2,017	2,134	2,294	2,490	2,729	3,022	3,393	3,882	4,556	5,558	6,078
320	2,013	2,023	2,130	2,273	2,446	2,654	2,903	3,208	3,591	4,091	4,767	5,747
330	2,019	2,028	2,126	2,256	2,410	2,592	2,806	3,063	3,374	3,762	4,260	4,923
340	2,026	2,034	2,124	2,242	2,379	2,540	2,727	2,946	3,205	3,518	3,902	4,389
350	2,032	2,040	2,123	2,230	2,354	2,497	2,661	2,850	3,070	3,329	3,637	4,012
360	2,038	2,045	2,123	2,221	2,333	2,460	2,606	2,771	2,961	3,179	3,433	3,732
370	2,045	2,051	2,123	2,213	2,315	2,430	2,559	2,705	2,870	3,057	3,271	3,517
380	2,051	2,057	2,124	2,207	2,300	2,404	2,520	2,650	2,795	2,957	3,140	3,347
390	2,058	2,063	2,126	2,203	2,288	2,382	2,487	2,603	2,731	2,874	3,032	3,209
400	2,064	2,070	2,128	2,200	2,278	2,364	2,459	2,563	2,678	2,804	2,943	3,096
410	2,071	2,076	2,131	2,197	2,270	2,349	2,435	2,529	2,632	2,744	2,867	3,001
420	2,077	2,082	2,134	2,196	2,263	2,336	2,415	2,500	2,593	2,694	2,803	2,922
430	2,084	2,089	2,137	2,196	2,258	2,325	2,398	2,476	2,560	2,651	2,749	2,854
440	2,091	2,095	2,141	2,196	2,254	2,316	2,383	2,455	2,531	2,614	2,702	2,796
450	2,097	2,101	2,145	2,196	2,251	2,309	2,371	2,436	2,507	2,582	2,662	2,747
460	2,104	2,108	2,149	2,198	2,249	2,303	2,360	2,421	2,486	2,554	2,627	2,704
470	2,111	2,115	2,154	2,199	2,247	2,298	2,351	2,408	2,467	2,530	2,597	2,667
480	2,118	2,121	2,158	2,202	2,247	2,294	2,344	2,396	2,452	2,510	2,571	2,635
490	2,124	2,128	2,163	2,204	2,247	2,291	2,338	2,387	2,438	2,492	2,548	2,608



Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	0,01	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
500	2,131	2,135	2,168	2,207	2,247	2,289	2,333	2,379	2,426	2,476	2,529	2,583
510	2,138	2,141	2,173	2,210	2,248	2,288	2,329	2,372	2,417	2,463	2,512	2,562
520	2,145	2,148	2,179	2,214	2,250	2,287	2,326	2,366	2,408	2,452	2,497	2,544
530	2,152	2,155	2,184	2,217	2,252	2,287	2,324	2,362	2,401	2,442	2,484	2,528
540	2,159	2,162	2,189	2,221	2,254	2,287	2,322	2,358	2,395	2,433	2,473	2,513
550	2,166	2,169	2,195	2,225	2,256	2,288	2,321	2,355	2,390	2,426	2,463	2,501
560	2,173	2,175	2,201	2,230	2,259	2,290	2,321	2,353	2,386	2,420	2,454	2,490
570	2,180	2,182	2,207	2,234	2,262	2,291	2,321	2,351	2,382	2,414	2,447	2,481
580	2,187	2,189	2,213	2,239	2,266	2,293	2,321	2,350	2,380	2,410	2,441	2,473
590	2,194	2,196	2,218	2,244	2,269	2,296	2,322	2,350	2,378	2,407	2,436	2,466
600	2,201	2,203	2,224	2,249	2,273	2,298	2,324	2,350	2,377	2,404	2,432	2,460
610	2,208	2,210	2,231	2,254	2,277	2,301	2,326	2,350	2,376	2,402	2,428	2,455
620	2,215	2,217	2,237	2,259	2,281	2,304	2,328	2,351	2,375	2,400	2,425	2,451
630	2,222	2,224	2,243	2,264	2,286	2,308	2,330	2,352	2,376	2,399	2,423	2,447
640	2,229	2,231	2,249	2,270	2,290	2,311	2,332	2,354	2,376	2,398	2,421	2,444
650	2,236	2,238	2,255	2,275	2,295	2,315	2,335	2,356	2,377	2,398	2,420	2,442
660	2,243	2,245	2,262	2,281	2,300	2,319	2,338	2,358	2,378	2,399	2,419	2,440
670	2,251	2,252	2,268	2,286	2,304	2,323	2,342	2,361	2,380	2,399	2,419	2,439
680	2,258	2,259	2,275	2,292	2,309	2,327	2,345	2,363	2,382	2,400	2,419	2,438
690	2,265	2,266	2,281	2,298	2,314	2,331	2,349	2,366	2,384	2,402	2,420	2,438
700	2,272	2,273	2,287	2,303	2,320	2,336	2,353	2,369	2,386	2,403	2,421	2,438
710	2,279	2,280	2,294	2,309	2,325	2,341	2,356	2,373	2,389	2,405	2,422	2,438
720	2,286	2,287	2,300	2,315	2,330	2,345	2,361	2,376	2,392	2,407	2,423	2,439
730	2,293	2,294	2,307	2,321	2,336	2,350	2,365	2,380	2,395	2,410	2,425	2,440
740	2,300	2,301	2,314	2,327	2,341	2,355	2,369	2,383	2,398	2,412	2,427	2,442
750	2,307	2,308	2,320	2,333	2,347	2,360	2,374	2,387	2,401	2,415	2,429	2,443
760	2,314	2,315	2,327	2,339	2,352	2,365	2,378	2,392	2,405	2,418	2,432	2,445
770	2,321	2,322	2,333	2,346	2,358	2,370	2,383	2,396	2,409	2,421	2,434	2,448
780	2,328	2,329	2,340	2,352	2,364	2,376	2,388	2,400	2,412	2,425	2,437	2,450
790	2,335	2,336	2,347	2,358	2,369	2,381	2,393	2,405	2,416	2,428	2,441	2,453
800	2,342	2,343	2,353	2,364	2,375	2,387	2,398	2,409	2,421	2,432	2,444	2,456
810	2,351	2,352	2,361	2,371	2,381	2,392	2,402	2,413	2,424	2,435	2,446	2,457
820	2,357	2,358	2,367	2,377	2,387	2,397	2,407	2,418	2,428	2,439	2,450	2,460
830	2,364	2,365	2,373	2,383	2,393	2,403	2,413	2,423	2,433	2,443	2,453	2,464
840	2,371	2,372	2,380	2,389	2,399	2,408	2,418	2,428	2,438	2,448	2,458	2,468
850	2,377	2,378	2,386	2,396	2,405	2,414	2,423	2,433	2,442	2,452	2,462	2,472
860	2,384	2,385	2,393	2,402	2,411	2,420	2,429	2,438	2,447	2,457	2,466	2,476
870	2,391	2,392	2,399	2,408	2,417	2,425	2,434	2,443	2,452	2,461	2,470	2,480
880	2,398	2,398	2,406	2,414	2,423	2,431	2,440	2,449	2,457	2,466	2,475	2,484
890	2,404	2,405	2,412	2,421	2,429	2,437	2,445	2,454	2,462	2,471	2,480	2,488
900	2,411	2,412	2,419	2,427	2,435	2,443	2,451	2,459	2,468	2,476	2,484	2,493
910	2,418	2,418	2,425	2,433	2,441	2,449	2,457	2,465	2,473	2,481	2,489	2,497
920	2,424	2,425	2,432	2,439	2,447	2,455	2,462	2,470	2,478	2,486	2,494	2,502
930	2,431	2,432	2,438	2,446	2,453	2,461	2,468	2,476	2,483	2,491	2,499	2,506
940	2,438	2,438	2,445	2,452	2,459	2,466	2,474	2,481	2,488	2,496	2,503	2,511
950	2,444	2,445	2,451	2,458	2,465	2,472	2,479	2,487	2,494	2,501	2,508	2,516
960	2,451	2,451	2,458	2,464	2,471	2,478	2,485	2,492	2,499	2,506	2,513	2,520
970	2,457	2,458	2,464	2,471	2,477	2,484	2,491	2,498	2,505	2,511	2,518	2,525
980	2,464	2,465	2,470	2,477	2,483	2,490	2,497	2,503	2,510	2,517	2,523	2,530
990	2,470	2,471	2,477	2,483	2,489	2,496	2,502	2,509	2,515	2,522	2,528	2,535
1000	2,477	2,478	2,483	2,489	2,496	2,502	2,508	2,514	2,521	2,527	2,533	2,540

Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	11,0	12,0	12,5	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,5	18,0	19,0	20,0
0	4,168	4,163	4,161	4,159	4,154	4,150	4,146	4,142	4,139	4,137	4,133	4,129
10	4,156	4,153	4,151	4,149	4,146	4,143	4,139	4,136	4,134	4,133	4,129	4,126
20	4,152	4,149	4,148	4,147	4,144	4,141	4,138	4,136	4,134	4,133	4,130	4,127
30	4,152	4,149	4,148	4,147	4,144	4,142	4,139	4,137	4,136	4,134	4,132	4,130
40	4,153	4,150	4,149	4,148	4,146	4,144	4,141	4,139	4,138	4,137	4,135	4,133
50	4,155	4,153	4,152	4,151	4,149	4,147	4,144	4,142	4,141	4,140	4,138	4,136
60	4,159	4,157	4,156	4,155	4,153	4,151	4,149	4,147	4,146	4,145	4,143	4,141
70	4,165	4,163	4,162	4,161	4,159	4,157	4,155	4,153	4,152	4,151	4,149	4,147
80	4,172	4,170	4,169	4,168	4,166	4,164	4,162	4,160	4,159	4,158	4,156	4,154
90	4,181	4,179	4,178	4,177	4,175	4,173	4,171	4,169	4,168	4,167	4,165	4,163
100	4,192	4,190	4,189	4,188	4,186	4,184	4,182	4,180	4,179	4,177	4,175	4,173
110	4,205	4,203	4,202	4,201	4,198	4,196	4,194	4,192	4,191	4,190	4,187	4,185
120	4,220	4,217	4,216	4,215	4,213	4,210	4,208	4,206	4,205	4,203	4,201	4,199
130	4,237	4,234	4,233	4,232	4,229	4,227	4,224	4,222	4,220	4,219	4,217	4,214
140	4,256	4,253	4,252	4,250	4,248	4,245	4,242	4,240	4,238	4,237	4,235	4,232
150	4,278	4,275	4,273	4,272	4,269	4,266	4,263	4,260	4,259	4,257	4,255	4,252
160	4,302	4,299	4,298	4,296	4,293	4,290	4,286	4,283	4,282	4,280	4,277	4,274
170	4,331	4,327	4,325	4,324	4,320	4,317	4,313	4,310	4,308	4,306	4,303	4,300
180	4,363	4,359	4,357	4,355	4,351	4,347	4,343	4,340	4,338	4,336	4,332	4,328
190	4,400	4,395	4,393	4,391	4,386	4,382	4,378	4,374	4,371	4,369	4,365	4,361
200	4,442	4,437	4,434	4,432	4,427	4,422	4,417	4,412	4,410	4,408	4,403	4,398
210	4,491	4,485	4,482	4,479	4,473	4,468	4,462	4,457	4,454	4,451	4,446	4,441
220	4,547	4,540	4,536	4,533	4,526	4,520	4,514	4,507	4,504	4,501	4,495	4,489
230	4,612	4,604	4,600	4,596	4,588	4,580	4,573	4,566	4,562	4,558	4,551	4,544
240	4,687	4,678	4,673	4,669	4,659	4,651	4,642	4,633	4,629	4,625	4,617	4,608
250	4,777	4,765	4,760	4,754	4,743	4,732	4,722	4,712	4,707	4,702	4,692	4,682
260	4,883	4,869	4,862	4,855	4,842	4,829	4,816	4,804	4,798	4,792	4,780	4,769
270	5,011	4,994	4,985	4,977	4,960	4,944	4,928	4,913	4,906	4,898	4,884	4,870
280	5,169	5,147	5,136	5,125	5,104	5,083	5,064	5,044	5,035	5,026	5,008	4,991
290	5,370	5,340	5,325	5,311	5,283	5,256	5,230	5,205	5,193	5,182	5,159	5,137
300	5,636	5,592	5,572	5,551	5,513	5,476	5,441	5,408	5,392	5,376	5,346	5,317
310	6,01	5,94	5,91	5,88	5,82	5,77	5,72	5,67	5,65	5,63	5,59	5,55
320	7,406	6,46	6,41	6,36	6,27	6,18	6,11	6,04	6,00	5,97	5,91	5,85
330	5,858	7,33	8,51	7,16	6,98	6,83	6,69	6,57	6,52	6,46	6,36	6,27
340	5,024	5,90	6,47	7,20	9,49	8,06	7,74	7,48	7,37	7,27	7,08	6,92
350	4,478	5,08	5,44	5,87	7,01	8,79	12,41	9,69	9,32	9,00	8,49	8,11
355	4,269	4,78	5,08	5,43	6,32	7,60	9,66	14,12	19,46	11,14	10,00	9,25
360	4,575	4,98	5,21	5,46	6,10	6,97	8,29	10,55	12,55	15,82	13,64	11,46
365	4,445	4,80	5,00	5,22	5,75	6,43	7,39	8,78	9,88	11,40	17,42	19,29
370	4,333	4,651	4,829	5,02	5,47	6,03	6,77	7,66	8,40	9,33	12,17	18,66
375	4,232	4,520	4,679	4,851	5,24	5,71	6,30	6,86	7,41	8,06	9,82	12,76
380	3,584	3,856	4,009	4,174	4,550	5,000	5,55	6,25	6,68	7,17	8,42	10,22
385	3,491	3,738	3,875	4,022	4,353	4,744	5,21	5,78	6,12	6,51	7,45	8,72
390	3,408	3,633	3,757	3,889	4,184	4,526	4,929	5,41	5,69	6,00	6,74	7,69
395	3,333	3,539	3,652	3,772	4,036	4,340	4,691	5,10	5,34	5,59	6,19	6,94



Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	11,0	12,0	12,5	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	17,5	18,0	19,0	20,0
400	3,266	3,455	3,558	3,667	3,906	4,178	4,488	4,846	5,05	5,26	5,76	6,360
405	3,204	3,379	3,474	3,574	3,791	4,036	4,312	4,628	4,802	4,990	5,41	5,907
410	3,149	3,311	3,398	3,490	3,688	3,910	4,159	4,439	4,593	4,757	5,12	5,541
415	3,097	3,248	3,329	3,414	3,596	3,798	4,023	4,275	4,412	4,557	4,876	5,238
420	3,051	3,191	3,266	3,345	3,513	3,699	3,903	4,130	4,253	4,383	4,665	4,982
425	3,008	3,139	3,209	3,282	3,438	3,609	3,796	4,002	4,113	4,229	4,482	4,762
430	2,968	3,091	3,157	3,225	3,370	3,527	3,699	3,887	3,988	4,094	4,321	4,572
435	2,932	3,047	3,109	3,172	3,307	3,454	3,612	3,785	3,877	3,973	4,179	4,405
440	2,898	3,007	3,065	3,124	3,250	3,386	3,533	3,692	3,777	3,865	4,052	4,257
445	2,867	2,970	3,024	3,080	3,198	3,325	3,461	3,609	3,686	3,767	3,939	4,125
450	2,838	2,935	2,986	3,039	3,150	3,269	3,396	3,532	3,605	3,679	3,837	4,007
460	2,786	2,874	2,919	2,966	3,065	3,170	3,281	3,400	3,462	3,526	3,661	3,806
470	2,742	2,821	2,862	2,904	2,992	3,085	3,184	3,288	3,342	3,398	3,515	3,640
480	2,703	2,775	2,812	2,850	2,929	3,013	3,100	3,193	3,241	3,290	3,393	3,501
490	2,670	2,735	2,769	2,803	2,875	2,950	3,029	3,112	3,154	3,198	3,289	3,384
500	2,640	2,700	2,731	2,763	2,828	2,896	2,967	3,041	3,080	3,119	3,200	3,284
510	2,615	2,670	2,698	2,727	2,787	2,849	2,913	2,981	3,015	3,051	3,123	3,199
520	2,592	2,643	2,669	2,696	2,751	2,807	2,866	2,928	2,959	2,991	3,057	3,125
530	2,573	2,620	2,644	2,669	2,719	2,771	2,825	2,881	2,910	2,939	2,999	3,061
540	2,556	2,599	2,622	2,644	2,691	2,739	2,789	2,840	2,867	2,894	2,948	3,005
550	2,541	2,581	2,602	2,623	2,667	2,711	2,757	2,805	2,829	2,853	2,904	2,955
560	2,527	2,565	2,585	2,605	2,645	2,686	2,729	2,773	2,795	2,818	2,864	2,912
570	2,516	2,551	2,570	2,588	2,626	2,664	2,704	2,745	2,765	2,786	2,829	2,873
580	2,506	2,539	2,556	2,573	2,609	2,645	2,682	2,720	2,739	2,758	2,798	2,839
590	2,497	2,528	2,544	2,561	2,594	2,627	2,662	2,697	2,715	2,734	2,771	2,808
600	2,489	2,519	2,534	2,549	2,580	2,612	2,644	2,678	2,694	2,711	2,746	2,781
610	2,482	2,511	2,525	2,539	2,568	2,598	2,629	2,660	2,676	2,692	2,724	2,757
620	2,477	2,503	2,517	2,530	2,558	2,586	2,615	2,644	2,659	2,674	2,704	2,735
630	2,472	2,497	2,510	2,523	2,549	2,575	2,603	2,630	2,644	2,658	2,687	2,716
640	2,468	2,492	2,504	2,516	2,541	2,566	2,591	2,618	2,631	2,644	2,671	2,698
650	2,464	2,487	2,499	2,510	2,534	2,557	2,582	2,606	2,619	2,631	2,657	2,682
660	2,462	2,483	2,494	2,505	2,527	2,550	2,573	2,596	2,608	2,620	2,644	2,668
670	2,459	2,480	2,490	2,501	2,522	2,544	2,565	2,588	2,599	2,610	2,633	2,656
680	2,458	2,477	2,487	2,497	2,517	2,538	2,559	2,580	2,590	2,601	2,623	2,644
690	2,457	2,475	2,485	2,494	2,514	2,533	2,553	2,573	2,583	2,593	2,613	2,634
700	2,456	2,474	2,483	2,492	2,510	2,529	2,548	2,567	2,576	2,586	2,605	2,625
710	2,455	2,473	2,481	2,490	2,508	2,525	2,543	2,561	2,571	2,580	2,598	2,617
720	2,456	2,472	2,480	2,489	2,505	2,522	2,539	2,557	2,566	2,574	2,592	2,610
730	2,456	2,472	2,480	2,488	2,504	2,520	2,536	2,553	2,561	2,570	2,586	2,603
740	2,457	2,472	2,479	2,487	2,502	2,518	2,534	2,550	2,557	2,565	2,582	2,598
750	2,458	2,472	2,480	2,487	2,502	2,517	2,532	2,547	2,554	2,562	2,577	2,593
760	2,459	2,473	2,480	2,487	2,501	2,516	2,530	2,544	2,552	2,559	2,574	2,589
770	2,461	2,474	2,481	2,488	2,501	2,515	2,529	2,543	2,550	2,557	2,571	2,585
780	2,463	2,476	2,482	2,489	2,502	2,515	2,528	2,541	2,548	2,555	2,568	2,582
790	2,465	2,477	2,484	2,490	2,502	2,515	2,528	2,541	2,547	2,553	2,566	2,580
800	2,467	2,479	2,485	2,491	2,503	2,515	2,528	2,540	2,546	2,552	2,565	2,578

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	20,5	21,0	21,5	22,0	22,5	23,0	23,5	24,0	24,5	25,0	25,5	26,0
0	4,127	4,125	4,123	4,121	4,119	4,117	4,115	4,113	4,111	4,109	4,107	4,105
10	4,125	4,123	4,121	4,120	4,118	4,117	4,115	4,114	4,112	4,111	4,109	4,108
20	4,126	4,125	4,123	4,122	4,121	4,120	4,118	4,117	4,116	4,114	4,113	4,112
30	4,128	4,127	4,126	4,125	4,124	4,123	4,122	4,120	4,119	4,118	4,117	4,116
40	4,131	4,130	4,129	4,128	4,127	4,126	4,125	4,124	4,123	4,122	4,121	4,120
50	4,135	4,134	4,133	4,132	4,131	4,130	4,129	4,128	4,127	4,126	4,125	4,124
60	4,140	4,139	4,138	4,137	4,136	4,135	4,134	4,133	4,132	4,131	4,130	4,129
70	4,146	4,145	4,144	4,143	4,142	4,141	4,140	4,139	4,138	4,137	4,136	4,135
80	4,153	4,152	4,151	4,150	4,149	4,148	4,147	4,146	4,145	4,145	4,144	4,143
90	4,162	4,161	4,160	4,159	4,158	4,157	4,156	4,155	4,154	4,153	4,152	4,151
100	4,172	4,171	4,170	4,169	4,168	4,167	4,166	4,165	4,164	4,163	4,162	4,161
110	4,184	4,183	4,182	4,181	4,180	4,179	4,178	4,177	4,176	4,175	4,174	4,173
120	4,198	4,197	4,196	4,194	4,193	4,192	4,191	4,190	4,189	4,188	4,187	4,186
130	4,213	4,212	4,211	4,210	4,209	4,207	4,206	4,205	4,204	4,203	4,202	4,200
140	4,231	4,229	4,228	4,227	4,226	4,224	4,223	4,222	4,221	4,219	4,218	4,217
150	4,250	4,249	4,248	4,246	4,245	4,244	4,242	4,241	4,240	4,238	4,237	4,236
160	4,273	4,271	4,270	4,268	4,267	4,265	4,264	4,262	4,261	4,259	4,258	4,257
170	4,298	4,296	4,295	4,293	4,291	4,290	4,288	4,287	4,285	4,283	4,282	4,280
180	4,327	4,325	4,323	4,321	4,319	4,318	4,316	4,314	4,312	4,311	4,309	4,307
190	4,359	4,357	4,355	4,353	4,351	4,349	4,347	4,345	4,343	4,341	4,339	4,337
200	4,396	4,394	4,391	4,389	4,387	4,385	4,382	4,380	4,378	4,376	4,374	4,372
210	4,438	4,435	4,433	4,430	4,428	4,425	4,423	4,420	4,418	4,415	4,413	4,410
220	4,486	4,483	4,480	4,477	4,474	4,471	4,469	4,466	4,463	4,460	4,457	4,455
230	4,541	4,538	4,534	4,531	4,528	4,524	4,521	4,518	4,514	4,511	4,508	4,505
240	4,604	4,600	4,596	4,593	4,589	4,585	4,581	4,577	4,574	4,570	4,566	4,563
250	4,678	4,673	4,668	4,664	4,659	4,655	4,650	4,646	4,641	4,637	4,633	4,629
260	4,763	4,757	4,752	4,746	4,741	4,736	4,730	4,725	4,720	4,715	4,710	4,705
270	4,863	4,856	4,850	4,843	4,837	4,830	4,824	4,818	4,811	4,805	4,799	4,793
280	4,982	4,974	4,966	4,958	4,950	4,942	4,934	4,926	4,919	4,911	4,904	4,897
290	5,126	5,115	5,105	5,095	5,085	5,075	5,065	5,056	5,046	5,037	5,028	5,019
300	5,303	5,289	5,276	5,262	5,249	5,237	5,224	5,212	5,200	5,188	5,177	5,165
310	5,527	5,508	5,490	5,472	5,46	5,44	5,422	5,41	5,39	5,37	5,36	5,34
320	5,822	5,795	5,770	5,745	5,72	5,70	5,67	5,65	5,63	5,61	5,59	5,57
330	6,232	6,191	6,153	6,115	6,08	6,04	6,01	5,98	5,95	5,92	5,89	5,86
340	6,851	6,782	6,717	6,656	6,60	6,54	6,49	6,44	6,39	6,34	6,30	6,26
350	7,944	7,797	7,664	7,543	7,43	7,33	7,23	7,14	7,06	6,98	6,91	6,84
355	8,96	8,71	8,48	8,29	8,11	7,96	7,81	7,68	7,56	7,45	7,35	7,25
360	10,79	10,25	9,82	9,46	9,15	8,89	8,65	8,45	8,26	8,09	7,94	7,80
365	15,76	13,83	12,57	11,67	11,00	10,44	10,00	9,63	9,31	9,03	8,79	8,58
370	27,56	74,15	24,23	18,35	15,52	13,81	12,64	11,77	11,10	10,56	10,12	9,75
375	15,24	19,34	27,66	56,69	88,58	29,86	21,08	17,27	15,08	13,62	12,57	11,77
380	11,49	13,18	15,60	19,42	26,39	43,29	111,8	67,8	32,82	23,18	18,77	16,21
385	9,54	10,53	11,78	13,40	15,64	18,98	24,41	34,44	54,8	71,0	48,70	31,93
390	8,28	8,96	9,76	10,72	11,92	13,42	15,42	18,20	22,26	28,46	37,72	47,32
395	7,38	7,89	8,46	9,13	9,90	10,81	11,92	13,27	15,00	17,24	20,24	24,24



Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	20,5	21,0	21,5	22,0	22,5	23,0	23,5	24,0	24,5	25,0	25,5	26,0
400	6,71	7,10	7,54	8,03	8,59	9,23	9,96	10,80	11,82	13,00	14,45	16,24
405	6,19	6,50	6,85	7,23	7,66	8,13	8,66	9,26	9,94	10,71	11,63	12,64
410	5,78	6,03	6,31	6,62	6,95	7,32	7,73	8,18	8,68	9,24	9,86	10,55
415	5,44	5,65	5,89	6,14	6,41	6,70	7,03	7,38	7,77	8,19	8,66	9,17
420	5,16	5,34	5,54	5,75	5,98	6,22	6,48	6,76	7,07	7,41	7,77	8,16
425	4,915	5,08	5,25	5,43	5,62	5,83	6,04	6,28	6,53	6,80	7,09	7,40
430	4,707	4,849	4,999	5,16	5,32	5,50	5,69	5,89	6,10	6,32	6,56	6,81
435	4,526	4,652	4,785	4,925	5,07	5,23	5,39	5,56	5,74	5,93	6,13	6,34
440	4,366	4,480	4,599	4,723	4,853	4,989	5,13	5,28	5,44	5,60	5,78	5,96
445	4,224	4,327	4,434	4,546	4,662	4,784	4,911	5,04	5,18	5,32	5,48	5,63
450	4,097	4,191	4,288	4,389	4,494	4,604	4,717	4,835	4,958	5,07	5,22	5,36
460	3,881	3,960	4,041	4,125	4,212	4,302	4,395	4,491	4,591	4,694	4,800	4,911
470	3,704	3,771	3,840	3,911	3,985	4,060	4,138	4,218	4,301	4,386	4,473	4,563
480	3,557	3,615	3,674	3,735	3,798	3,862	3,928	3,996	4,066	4,138	4,211	4,287
490	3,433	3,484	3,536	3,589	3,643	3,699	3,755	3,814	3,874	3,935	3,997	4,061
500	3,328	3,373	3,418	3,465	3,512	3,561	3,611	3,661	3,713	3,766	3,820	3,875
510	3,238	3,278	3,318	3,359	3,402	3,444	3,488	3,533	3,578	3,625	3,672	3,720
520	3,160	3,196	3,232	3,269	3,306	3,345	3,384	3,423	3,463	3,504	3,546	3,588
530	3,092	3,125	3,157	3,191	3,224	3,259	3,294	3,329	3,365	3,401	3,439	3,476
540	3,033	3,063	3,092	3,122	3,153	3,184	3,216	3,247	3,280	3,313	3,346	3,380
550	2,982	3,008	3,035	3,063	3,091	3,119	3,147	3,176	3,206	3,235	3,265	3,296
560	2,936	2,960	2,985	3,010	3,036	3,062	3,088	3,114	3,141	3,168	3,195	3,223
570	2,895	2,918	2,941	2,964	2,987	3,011	3,035	3,059	3,084	3,108	3,133	3,159
580	2,860	2,880	2,902	2,923	2,945	2,966	2,988	3,011	3,033	3,056	3,079	3,102
590	2,828	2,847	2,867	2,886	2,906	2,927	2,947	2,968	2,988	3,009	3,031	3,052
600	2,799	2,817	2,835	2,854	2,872	2,891	2,910	2,929	2,948	2,968	2,988	3,007
610	2,774	2,790	2,808	2,825	2,842	2,859	2,877	2,895	2,913	2,931	2,949	2,967
620	2,751	2,767	2,783	2,799	2,815	2,831	2,848	2,864	2,881	2,898	2,915	2,932
630	2,730	2,745	2,760	2,775	2,790	2,806	2,821	2,836	2,852	2,868	2,884	2,900
640	2,712	2,726	2,740	2,754	2,768	2,783	2,797	2,812	2,826	2,841	2,856	2,871
650	2,695	2,709	2,722	2,735	2,748	2,762	2,776	2,789	2,803	2,817	2,831	2,845
660	2,681	2,693	2,705	2,718	2,731	2,743	2,756	2,769	2,782	2,795	2,808	2,821
670	2,667	2,679	2,691	2,703	2,715	2,727	2,739	2,751	2,763	2,775	2,788	2,800
680	2,655	2,666	2,678	2,689	2,700	2,711	2,723	2,734	2,746	2,757	2,769	2,781
690	2,645	2,655	2,666	2,676	2,687	2,698	2,709	2,719	2,730	2,741	2,752	2,763
700	2,635	2,645	2,655	2,665	2,675	2,685	2,696	2,706	2,716	2,727	2,737	2,748
710	2,626	2,636	2,645	2,655	2,665	2,674	2,684	2,694	2,704	2,713	2,723	2,733
720	2,619	2,628	2,637	2,646	2,655	2,664	2,674	2,683	2,692	2,702	2,711	2,720
730	2,612	2,621	2,629	2,638	2,647	2,655	2,664	2,673	2,682	2,691	2,700	2,709
740	2,606	2,614	2,623	2,631	2,639	2,647	2,656	2,664	2,673	2,681	2,690	2,698
750	2,601	2,609	2,617	2,624	2,632	2,640	2,648	2,656	2,664	2,673	2,681	2,689
760	2,596	2,604	2,611	2,619	2,626	2,634	2,642	2,649	2,657	2,665	2,672	2,680
770	2,592	2,599	2,607	2,614	2,621	2,628	2,636	2,643	2,650	2,658	2,665	2,673
780	2,589	2,596	2,603	2,610	2,617	2,624	2,631	2,638	2,645	2,652	2,659	2,666
790	2,586	2,593	2,599	2,606	2,613	2,619	2,626	2,633	2,639	2,646	2,653	2,660
800	2,584	2,590	2,597	2,603	2,609	2,616	2,622	2,629	2,635	2,642	2,648	2,655

Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	26,5	27,0	27,5	28,0	28,5	29,0	29,5	30,0	31,0	32,0	33,0	34,0
0	4,103	4,101	4,099	4,097	4,095	4,094	4,092	4,090	4,086	4,082	4,079	4,075
10	4,106	4,105	4,103	4,102	4,100	4,099	4,097	4,096	4,093	4,090	4,087	4,084
20	4,111	4,109	4,108	4,107	4,106	4,104	4,103	4,102	4,099	4,097	4,094	4,092
30	4,115	4,114	4,112	4,111	4,110	4,109	4,108	4,107	4,105	4,103	4,100	4,098
40	4,119	4,118	4,117	4,116	4,115	4,114	4,113	4,111	4,109	4,107	4,105	4,103
50	4,123	4,122	4,121	4,120	4,119	4,118	4,117	4,116	4,114	4,112	4,110	4,109
60	4,128	4,127	4,126	4,125	4,124	4,123	4,122	4,122	4,120	4,118	4,116	4,114
70	4,134	4,133	4,132	4,131	4,131	4,130	4,129	4,128	4,126	4,124	4,122	4,120
80	4,142	4,141	4,140	4,139	4,138	4,137	4,136	4,135	4,133	4,131	4,130	4,128
90	4,150	4,149	4,148	4,147	4,146	4,146	4,145	4,144	4,142	4,140	4,138	4,136
100	4,160	4,159	4,158	4,157	4,156	4,155	4,154	4,153	4,151	4,150	4,148	4,146
110	4,172	4,171	4,170	4,169	4,168	4,167	4,166	4,165	4,163	4,161	4,159	4,157
120	4,185	4,184	4,183	4,181	4,180	4,179	4,178	4,177	4,175	4,173	4,171	4,169
130	4,199	4,198	4,197	4,196	4,195	4,194	4,192	4,191	4,189	4,187	4,185	4,183
140	4,216	4,215	4,213	4,212	4,211	4,210	4,209	4,207	4,205	4,203	4,200	4,198
150	4,234	4,233	4,232	4,230	4,229	4,228	4,226	4,225	4,223	4,220	4,218	4,215
160	4,255	4,254	4,252	4,251	4,250	4,248	4,247	4,245	4,243	4,240	4,237	4,234
170	4,279	4,277	4,276	4,274	4,273	4,271	4,269	4,268	4,265	4,262	4,259	4,256
180	4,305	4,304	4,302	4,300	4,298	4,297	4,295	4,293	4,290	4,287	4,284	4,280
190	4,335	4,333	4,332	4,330	4,328	4,326	4,324	4,322	4,319	4,315	4,311	4,308
200	4,369	4,367	4,365	4,363	4,361	4,359	4,357	4,355	4,351	4,347	4,343	4,339
210	4,408	4,406	4,403	4,401	4,398	4,396	4,394	4,391	4,387	4,382	4,378	4,373
220	4,452	4,449	4,446	4,444	4,441	4,438	4,436	4,433	4,428	4,423	4,418	4,413
230	4,502	4,499	4,496	4,493	4,489	4,486	4,483	4,481	4,475	4,469	4,463	4,457
240	4,559	4,555	4,552	4,548	4,545	4,541	4,538	4,534	4,528	4,521	4,514	4,508
250	4,624	4,620	4,616	4,612	4,608	4,604	4,600	4,596	4,588	4,580	4,573	4,565
260	4,700	4,695	4,690	4,685	4,680	4,676	4,671	4,666	4,657	4,648	4,640	4,631
270	4,787	4,781	4,776	4,770	4,764	4,759	4,753	4,748	4,737	4,726	4,716	4,706
280	4,889	4,882	4,875	4,868	4,862	4,855	4,848	4,842	4,829	4,816	4,804	4,792
290	5,010	5,001	4,993	4,984	4,976	4,968	4,960	4,952	4,936	4,921	4,906	4,892
300	5,154	5,143	5,133	5,122	5,112	5,101	5,091	5,081	5,062	5,043	5,025	5,008
310	5,33	5,32	5,30	5,29	5,28	5,262	5,25	5,24	5,21	5,19	5,17	5,14
320	5,55	5,53	5,51	5,50	5,48	5,460	5,44	5,43	5,40	5,36	5,34	5,31
330	5,84	5,81	5,78	5,76	5,73	5,71	5,69	5,67	5,62	5,58	5,54	5,51
340	6,22	6,18	6,14	6,12	6,07	6,04	6,01	5,98	5,92	5,86	5,81	5,76
350	6,77	6,71	6,65	6,59	6,54	6,49	6,44	6,39	6,31	6,22	6,15	6,08
355	7,16	7,08	7,00	6,92	6,86	6,79	6,73	6,67	6,56	6,46	6,36	6,28
360	7,68	7,56	7,45	7,35	7,26	7,17	7,09	7,01	6,87	6,74	6,63	6,52
365	8,38	8,21	8,06	7,91	7,78	7,66	7,55	7,44	7,25	7,09	6,94	6,81
370	9,42	9,14	8,90	8,68	8,48	8,31	8,15	8,00	7,74	7,52	7,32	7,15
375	11,13	10,61	10,18	9,81	9,50	9,22	8,97	8,75	8,38	8,07	7,80	7,58
380	14,52	13,31	12,39	11,67	11,09	10,60	10,19	9,83	9,25	8,80	8,42	8,11
385	23,98	19,68	17,03	15,23	13,92	12,93	12,14	11,51	10,53	9,81	9,25	8,81
390	46,87	37,55	29,07	23,48	19,87	17,41	15,66	14,34	12,51	11,29	10,41	9,74
395	29,31	34,50	37,08	35,14	30,55	25,91	22,20	19,42	15,77	13,55	12,08	11,04

Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	26,5	27,0	27,5	28,0	28,5	29,0	29,5	30,0	31,0	32,0	33,0	34,0
400	18,45	21,14	24,24	27,31	29,48	29,85	28,35	25,80	20,62	16,93	14,50	12,84
405	13,84	15,25	16,90	18,78	20,81	22,79	24,36	25,14	23,91	20,67	17,56	15,20
410	11,37	12,23	13,22	14,33	15,58	16,93	18,34	19,68	21,56	21,50	19,79	17,56
415	9,72	10,35	11,03	11,80	12,61	13,49	14,45	15,45	17,43	18,88	19,24	18,46
420	8,59	9,06	9,56	10,10	10,69	11,36	12,02	12,73	14,24	15,70	16,83	17,31
425	7,74	8,10	8,49	8,91	9,36	9,84	10,35	10,89	12,04	13,22	14,35	15,24
430	7,09	7,38	7,69	8,02	8,37	8,75	9,14	9,56	10,46	11,43	12,37	13,25
435	6,57	6,81	7,06	7,33	7,61	7,92	8,23	8,57	9,28	10,06	10,88	11,64
440	6,15	6,35	6,56	6,78	7,02	7,26	7,52	7,80	8,38	9,01	9,67	10,36
445	5,80	5,97	6,15	6,34	6,57	6,74	6,96	7,19	7,67	8,19	8,74	9,31
450	5,50	5,65	5,81	5,97	6,14	6,32	6,50	6,69	7,10	7,53	8,00	8,48
460	5,02	5,14	5,26	5,39	5,52	5,66	5,79	5,94	6,24	6,56	6,90	7,26
470	4,656	4,752	4,851	4,952	5,06	5,16	5,27	5,39	5,62	5,87	6,13	6,40
480	4,364	4,444	4,525	4,609	4,694	4,782	4,872	4,964	5,15	5,35	5,56	5,78
490	4,127	4,194	4,263	4,333	4,405	4,478	4,553	4,630	4,788	4,952	5,12	5,30
500	3,932	3,989	4,048	4,108	4,169	4,231	4,295	4,360	4,493	4,631	4,773	4,920
510	3,769	3,819	3,870	3,921	3,974	4,028	4,082	4,138	4,252	4,369	4,491	4,615
520	3,631	3,675	3,720	3,765	3,811	3,858	3,905	3,953	4,052	4,153	4,258	4,365
530	3,514	3,553	3,592	3,632	3,673	3,714	3,756	3,798	3,884	3,973	4,064	4,157
540	3,414	3,448	3,484	3,519	3,555	3,592	3,629	3,666	3,742	3,820	3,900	3,982
550	3,327	3,358	3,389	3,421	3,454	3,486	3,520	3,553	3,621	3,690	3,761	3,834
560	3,251	3,279	3,308	3,337	3,366	3,395	3,425	3,455	3,516	3,579	3,642	3,707
570	3,184	3,210	3,236	3,262	3,289	3,316	3,343	3,370	3,425	3,482	3,539	3,597
580	3,126	3,149	3,173	3,197	3,221	3,246	3,271	3,295	3,346	3,397	3,449	3,502
590	3,074	3,095	3,117	3,139	3,162	3,184	3,207	3,230	3,276	3,323	3,370	3,418
600	3,027	3,047	3,068	3,088	3,109	3,129	3,150	3,171	3,214	3,257	3,301	3,345
610	2,986	3,005	3,023	3,042	3,061	3,081	3,100	3,119	3,159	3,198	3,239	3,279
620	2,949	2,966	2,984	3,001	3,019	3,037	3,055	3,073	3,109	3,146	3,183	3,221
630	2,916	2,932	2,948	2,965	2,981	2,998	3,014	3,031	3,065	3,099	3,134	3,169
640	2,886	2,901	2,916	2,931	2,947	2,962	2,978	2,994	3,025	3,057	3,089	3,122
650	2,859	2,873	2,887	2,902	2,916	2,931	2,945	2,960	2,989	3,019	3,049	3,080
660	2,834	2,848	2,861	2,875	2,888	2,902	2,915	2,929	2,957	2,985	3,013	3,041
670	2,812	2,825	2,838	2,850	2,863	2,876	2,889	2,902	2,928	2,954	2,980	3,007
680	2,793	2,804	2,816	2,828	2,840	2,852	2,864	2,876	2,901	2,926	2,951	2,976
690	2,774	2,786	2,797	2,808	2,819	2,831	2,842	2,854	2,877	2,900	2,923	2,947
700	2,758	2,769	2,779	2,790	2,801	2,811	2,822	2,833	2,855	2,877	2,899	2,921
710	2,743	2,753	2,763	2,773	2,784	2,794	2,804	2,814	2,835	2,856	2,877	2,898
720	2,730	2,739	2,749	2,759	2,768	2,778	2,788	2,797	2,817	2,836	2,856	2,876
730	2,718	2,727	2,736	2,745	2,754	2,763	2,773	2,782	2,800	2,819	2,838	2,857
740	2,707	2,715	2,724	2,733	2,741	2,750	2,759	2,768	2,785	2,803	2,821	2,839
750	2,697	2,705	2,713	2,722	2,730	2,738	2,747	2,755	2,772	2,788	2,805	2,822
760	2,688	2,696	2,704	2,712	2,719	2,727	2,735	2,743	2,759	2,775	2,791	2,808
770	2,680	2,688	2,695	2,703	2,710	2,718	2,725	2,733	2,748	2,763	2,779	2,794
780	2,673	2,680	2,687	2,694	2,702	2,709	2,716	2,723	2,738	2,753	2,767	2,782
790	2,667	2,673	2,680	2,687	2,694	2,701	2,708	2,715	2,729	2,743	2,757	2,771
800	2,661	2,668	2,674	2,681	2,687	2,694	2,701	2,707	2,721	2,734	2,747	2,761



$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	35,0	36,0	37,0	38,0	39,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0
0	4,072	4,068	4,065	4,061	4,058	4,054	4,051	4,048	4,044	4,041	4,038	4,035
10	4,082	4,079	4,076	4,073	4,071	4,068	4,065	4,063	4,060	4,057	4,055	4,052
20	4,090	4,087	4,085	4,083	4,080	4,078	4,076	4,074	4,071	4,069	4,067	4,065
30	4,096	4,094	4,092	4,090	4,088	4,086	4,084	4,082	4,080	4,078	4,076	4,074
40	4,101	4,100	4,098	4,096	4,094	4,092	4,090	4,088	4,086	4,084	4,082	4,081
50	4,107	4,105	4,103	4,101	4,099	4,097	4,096	4,094	4,092	4,090	4,088	4,087
60	4,112	4,110	4,109	4,107	4,105	4,103	4,101	4,100	4,098	4,096	4,094	4,093
70	4,119	4,117	4,115	4,113	4,111	4,110	4,108	4,106	4,104	4,103	4,101	4,099
80	4,126	4,124	4,122	4,121	4,119	4,117	4,115	4,113	4,112	4,110	4,108	4,107
90	4,134	4,132	4,131	4,129	4,127	4,125	4,123	4,122	4,120	4,118	4,116	4,115
100	4,144	4,142	4,140	4,138	4,136	4,135	4,133	4,131	4,129	4,127	4,126	4,124
110	4,155	4,153	4,151	4,149	4,147	4,145	4,143	4,141	4,139	4,137	4,136	4,134
120	4,167	4,165	4,163	4,161	4,159	4,157	4,155	4,153	4,151	4,149	4,147	4,145
130	4,180	4,178	4,176	4,174	4,172	4,170	4,168	4,166	4,164	4,161	4,159	4,157
140	4,196	4,193	4,191	4,189	4,187	4,184	4,182	4,180	4,178	4,175	4,173	4,171
150	4,213	4,210	4,208	4,205	4,203	4,200	4,198	4,196	4,193	4,191	4,189	4,186
160	4,232	4,229	4,226	4,224	4,221	4,219	4,216	4,214	4,211	4,208	4,206	4,204
170	4,253	4,250	4,247	4,245	4,242	4,239	4,236	4,233	4,231	4,228	4,225	4,223
180	4,277	4,274	4,271	4,268	4,265	4,262	4,259	4,256	4,253	4,250	4,247	4,244
190	4,304	4,301	4,297	4,294	4,290	4,287	4,284	4,280	4,277	4,274	4,271	4,268
200	4,335	4,331	4,327	4,323	4,319	4,316	4,312	4,308	4,305	4,301	4,298	4,294
210	4,369	4,365	4,361	4,356	4,352	4,348	4,344	4,340	4,336	4,332	4,328	4,324
220	4,408	4,403	4,398	4,394	4,389	4,384	4,380	4,375	4,371	4,366	4,362	4,358
230	4,452	4,446	4,441	4,436	4,430	4,425	4,420	4,415	4,410	4,405	4,400	4,395
240	4,502	4,495	4,489	4,483	4,477	4,471	4,465	4,460	4,454	4,448	4,443	4,438
250	4,558	4,551	4,544	4,537	4,530	4,523	4,517	4,510	4,504	4,497	4,491	4,485
260	4,623	4,614	4,606	4,598	4,590	4,582	4,575	4,567	4,560	4,553	4,546	4,539
270	4,696	4,686	4,677	4,667	4,658	4,649	4,640	4,632	4,623	4,615	4,607	4,599
280	4,780	4,769	4,758	4,747	4,736	4,725	4,715	4,705	4,695	4,685	4,676	4,667
290	4,878	4,864	4,850	4,837	4,825	4,812	4,800	4,788	4,777	4,765	4,754	4,743
300	4,991	4,974	4,958	4,942	4,927	4,91	4,898	4,883	4,870	4,856	4,843	4,830
310	5,12	5,10	5,08	5,06	5,04	5,03	5,01	4,993	4,976	4,960	4,944	4,929
320	5,28	5,26	5,23	5,21	5,18	5,16	5,14	5,12	5,10	5,08	5,06	5,04
330	5,47	5,44	5,41	5,38	5,35	5,32	5,29	5,27	5,24	5,22	5,19	5,17
340	5,71	5,67	5,62	5,58	5,55	5,51	5,48	5,44	5,41	5,38	5,35	5,32
350	6,02	5,95	5,90	5,84	5,79	5,74	5,70	5,65	5,61	5,57	5,53	5,50
355	6,20	6,13	6,06	6,00	5,94	5,88	5,83	5,78	5,73	5,69	5,65	5,61
360	6,42	6,34	6,26	6,18	6,11	6,04	5,98	5,92	5,87	5,82	5,77	5,72
365	6,69	6,58	6,48	6,39	6,30	6,23	6,15	6,09	6,02	5,96	5,91	5,86
370	7,00	6,86	6,74	6,63	6,53	6,43	6,35	6,27	6,19	6,12	6,06	6,00
375	7,38	7,20	7,05	6,91	6,79	6,67	6,57	6,47	6,38	6,30	6,23	6,16
380	7,85	7,62	7,42	7,25	7,09	6,95	6,82	6,71	6,60	6,51	6,42	6,33
385	8,44	8,14	7,88	7,65	7,45	7,28	7,12	6,98	6,85	6,74	6,63	6,53
390	9,22	8,80	8,44	8,15	7,89	7,67	7,47	7,30	7,14	7,00	6,87	6,76
395	10,26	9,65	9,16	8,76	8,42	8,14	7,89	7,67	7,48	7,31	7,15	7,01



Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	35,0	36,0	37,0	38,0	39,0	40,0	41,0	42,0	43,0	44,0	45,0	46,0
400	11,65	10,76	10,08	9,53	9,08	8,70	8,38	8,11	7,87	7,66	7,47	7,30
405	13,47	12,20	11,23	10,48	9,88	9,38	8,97	8,62	8,32	8,06	7,84	7,64
410	15,53	13,90	12,62	11,62	10,83	10,19	9,66	9,22	8,85	8,53	8,25	8,10
415	17,03	15,47	14,06	12,88	11,90	11,11	10,45	9,91	9,45	9,06	8,72	8,43
420	17,03	16,19	15,09	14,00	12,94	12,04	11,28	10,64	10,10	9,63	9,23	8,88
425	15,71	15,69	15,23	14,50	13,66	12,82	12,04	11,35	10,74	10,22	9,76	9,36
430	13,96	14,40	14,49	14,27	13,81	13,20	12,55	11,91	11,31	10,76	10,27	9,83
435	12,34	12,92	13,30	13,45	13,37	13,09	12,68	12,19	11,67	11,17	10,69	10,25
440	11,00	11,58	12,05	12,39	12,56	12,55	12,40	12,12	11,76	11,37	10,95	10,55
445	9,89	10,45	10,92	11,32	11,61	11,78	11,82	11,75	11,57	11,32	11,01	10,69
450	8,98	9,46	9,94	10,36	10,69	10,95	11,11	11,18	11,15	11,04	10,86	10,64
460	7,62	8,00	8,38	8,74	9,08	9,39	9,67	9,87	10,01	10,10	10,12	10,09
470	6,68	6,98	7,27	7,57	7,87	8,15	8,40	8,62	8,827	9,03	9,15	9,23
480	5,60	6,23	6,46	6,71	6,95	7,19	7,42	7,65	7,85	8,03	8,17	8,30
490	5,48	5,67	5,86	6,05	6,25	6,45	6,65	6,84	7,03	7,22	7,38	7,53
500	5,07	5,23	5,39	5,55	5,71	5,88	6,04	6,21	6,37	6,53	6,69	6,84
510	4,743	4,874	5,01	5,14	5,28	5,42	5,56	5,70	5,84	5,98	6,12	6,25
520	4,475	4,587	4,702	4,818	4,937	5,06	5,18	5,30	5,42	5,54	5,66	5,78
530	4,252	4,349	4,448	4,549	4,652	4,755	4,860	4,97	5,07	5,18	5,28	5,38
540	4,065	4,150	4,237	4,325	4,414	4,504	4,596	4,688	4,780	4,873	4,966	5,06
550	3,907	3,982	4,058	4,136	4,214	4,294	4,374	4,455	4,537	4,618	4,700	4,782
560	3,772	3,839	3,907	3,976	4,045	4,116	4,187	4,258	4,331	4,403	4,476	4,549
570	3,656	3,716	3,777	3,838	3,901	3,963	4,027	4,091	4,155	4,220	4,285	4,350
580	3,555	3,610	3,664	3,720	3,776	3,832	3,889	3,947	4,005	4,063	4,121	4,180
590	3,467	3,516	3,566	3,617	3,668	3,719	3,770	3,822	3,875	3,927	3,980	4,033
600	3,389	3,435	3,480	3,526	3,573	3,619	3,666	3,714	3,761	3,809	3,857	3,905
610	3,320	3,362	3,404	3,446	3,489	3,532	3,575	3,618	3,662	3,706	3,749	3,793
620	3,259	3,297	3,336	3,375	3,414	3,454	3,494	3,534	3,574	3,614	3,654	3,695
630	3,204	3,240	3,276	3,312	3,348	3,385	3,421	3,458	3,495	3,533	3,570	3,607
640	3,155	3,188	3,221	3,255	3,289	3,322	3,357	3,391	3,425	3,460	3,494	3,529
650	3,110	3,141	3,172	3,203	3,235	3,267	3,298	3,330	3,362	3,394	3,426	3,459
660	3,070	3,099	3,128	3,157	3,187	3,216	3,246	3,275	3,305	3,335	3,365	3,395
670	3,034	3,061	3,088	3,115	3,143	3,170	3,198	3,226	3,254	3,282	3,310	3,338
680	3,001	3,026	3,052	3,077	3,103	3,129	3,155	3,181	3,207	3,233	3,260	3,286
690	2,971	2,995	3,019	3,043	3,067	3,091	3,116	3,140	3,165	3,189	3,214	3,238
700	2,944	2,966	2,989	3,011	3,034	3,057	3,080	3,103	3,126	3,149	3,172	3,195
710	2,919	2,940	2,961	2,983	3,004	3,026	3,047	3,069	3,091	3,113	3,134	3,156
720	2,896	2,916	2,936	2,957	2,977	2,997	3,018	3,038	3,059	3,079	3,100	3,121
730	2,875	2,895	2,914	2,933	2,952	2,971	2,991	3,010	3,030	3,049	3,068	3,088
740	2,857	2,875	2,893	2,911	2,929	2,948	2,966	2,984	3,003	3,021	3,040	3,058
750	2,840	2,857	2,874	2,891	2,909	2,926	2,943	2,961	2,978	2,996	3,013	3,031
760	2,824	2,840	2,857	2,873	2,890	2,906	2,923	2,939	2,956	2,973	2,989	3,006
770	2,810	2,825	2,841	2,857	2,872	2,888	2,904	2,920	2,935	2,951	2,967	2,983
780	2,797	2,812	2,827	2,842	2,856	2,872	2,887	2,902	2,917	2,932	2,947	2,962
790	2,785	2,799	2,813	2,828	2,842	2,856	2,871	2,885	2,900	2,914	2,929	2,943
800	2,774	2,788	2,802	2,815	2,829	2,843	2,857	2,870	2,884	2,898	2,912	2,926

Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	48,0	50,0	52,0	54,0	56,0	58,0	60,0	62,0	64,0	66,0	68,0	70,0
0	4,029	4,022	4,016	4,011	4,005	3,999	3,994	3,988	3,983	3,978	3,973	3,968
10	4,047	4,042	4,038	4,033	4,028	4,024	4,019	4,015	4,010	4,006	4,002	3,998
20	4,060	4,056	4,052	4,048	4,044	4,040	4,036	4,032	4,028	4,024	4,021	4,017
30	4,070	4,066	4,062	4,058	4,055	4,051	4,047	4,044	4,040	4,037	4,033	4,030
40	4,077	4,073	4,070	4,066	4,063	4,059	4,056	4,053	4,049	4,046	4,043	4,040
50	4,083	4,080	4,076	4,073	4,070	4,066	4,063	4,060	4,057	4,053	4,050	4,047
60	4,089	4,086	4,083	4,079	4,076	4,073	4,070	4,066	4,063	4,060	4,057	4,054
70	4,096	4,093	4,089	4,086	4,083	4,080	4,076	4,073	4,070	4,067	4,064	4,061
80	4,103	4,100	4,096	4,093	4,090	4,087	4,083	4,080	4,077	4,074	4,071	4,068
90	4,111	4,108	4,104	4,101	4,098	4,094	4,091	4,088	4,085	4,082	4,079	4,076
100	4,120	4,117	4,113	4,110	4,106	4,103	4,100	4,096	4,093	4,090	4,087	4,084
110	4,130	4,127	4,123	4,119	4,116	4,112	4,109	4,106	4,102	4,099	4,096	4,092
120	4,141	4,137	4,134	4,130	4,126	4,123	4,119	4,116	4,112	4,109	4,105	4,102
130	4,153	4,149	4,145	4,142	4,138	4,134	4,130	4,126	4,123	4,119	4,116	4,112
140	4,167	4,163	4,159	4,154	4,150	4,146	4,142	4,138	4,135	4,131	4,127	4,123
150	4,182	4,177	4,173	4,169	4,164	4,160	4,156	4,152	4,148	4,144	4,139	4,136
160	4,199	4,194	4,189	4,184	4,180	4,175	4,171	4,166	4,162	4,158	4,153	4,149
170	4,217	4,212	4,207	4,202	4,197	4,192	4,187	4,182	4,178	4,173	4,168	4,164
180	4,238	4,232	4,227	4,221	4,216	4,211	4,205	4,200	4,195	4,190	4,185	4,180
190	4,261	4,255	4,249	4,243	4,237	4,231	4,226	4,220	4,215	4,209	4,204	4,199
200	4,287	4,281	4,274	4,267	4,261	4,255	4,249	4,242	4,236	4,231	4,225	4,219
210	4,316	4,309	4,302	4,295	4,287	4,281	4,274	4,267	4,261	4,254	4,248	4,242
220	4,349	4,341	4,333	4,325	4,317	4,309	4,302	4,295	4,288	4,280	4,274	4,267
230	4,386	4,377	4,368	4,359	4,350	4,342	4,333	4,325	4,317	4,310	4,302	4,295
240	4,427	4,417	4,406	4,397	4,387	4,378	4,368	4,359	4,351	4,342	4,334	4,326
250	4,473	4,461	4,450	4,439	4,428	4,418	4,407	4,397	4,388	4,378	4,369	4,360
260	4,525	4,512	4,499	4,486	4,474	4,462	4,451	4,439	4,429	4,418	4,408	4,398
270	4,583	4,568	4,553	4,539	4,525	4,512	4,499	4,486	4,474	4,462	4,451	4,439
280	4,648	4,631	4,614	4,598	4,582	4,567	4,552	4,538	4,524	4,511	4,498	4,485
290	4,722	4,702	4,683	4,664	4,646	4,628	4,612	4,595	4,580	4,565	4,550	4,536
300	4,806	4,782	4,759	4,738	4,717	4,697	4,677	4,659	4,641	4,624	4,607	4,591
310	4,900	4,872	4,845	4,820	4,796	4,773	4,750	4,729	4,709	4,689	4,670	4,652
320	5,01	4,974	4,942	4,912	4,884	4,857	4,831	4,806	4,783	4,760	4,738	4,717
330	5,13	5,09	5,05	5,02	4,982	4,950	4,920	4,891	4,864	4,837	4,812	4,789
340	5,27	5,22	5,17	5,13	5,09	5,05	5,02	4,984	4,952	4,921	4,892	4,865
350	5,43	5,37	5,31	5,26	5,21	5,17	5,12	5,08	5,05	5,01	4,978	4,946
355	5,53	5,46	5,40	5,34	5,29	5,27	5,19	5,14	5,10	5,06	5,03	4,993
360	5,64	5,56	5,49	5,43	5,37	5,31	5,26	5,21	5,17	5,12	5,08	5,05
365	5,76	5,67	5,59	5,52	5,45	5,39	5,33	5,28	5,23	5,18	5,14	5,10
370	5,89	5,79	5,70	5,62	5,54	5,47	5,41	5,35	5,30	5,25	5,20	5,16
375	6,03	5,91	5,81	5,72	5,64	5,56	5,49	5,43	5,37	5,32	5,26	5,22
380	6,18	6,05	5,94	5,83	5,74	5,66	5,58	5,51	5,44	5,38	5,33	5,28
385	6,36	6,21	6,08	5,96	5,85	5,76	5,67	5,60	5,52	5,46	5,40	5,34
390	6,55	6,38	6,23	6,09	5,97	5,87	5,77	5,69	5,61	5,54	5,47	5,41
395	6,77	6,57	6,39	6,24	6,11	5,99	5,88	5,78	5,70	5,62	5,55	5,48



Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	48,0	50,0	52,0	54,0	56,0	58,0	60,0	62,0	64,0	66,0	68,0	70,0
400	7,02	6,78	6,58	6,40	6,25	6,12	6,00	5,89	5,80	5,71	5,63	5,56
405	7,29	7,01	6,78	6,58	6,41	6,26	6,12	6,00	5,90	5,80	5,72	5,64
410	7,60	7,27	7,00	6,77	6,58	6,41	6,26	6,12	6,01	5,90	5,81	5,72
415	7,94	7,56	7,24	6,98	6,76	6,57	6,40	6,25	6,12	6,01	5,90	5,81
420	8,31	7,86	7,50	7,20	6,95	6,74	6,55	6,39	6,26	6,12	6,00	5,90
425	8,70	8,19	7,78	7,44	7,16	6,92	6,71	6,53	6,38	6,24	6,11	6,00
430	9,10	8,53	8,06	7,68	7,37	7,10	6,88	6,68	6,51	6,36	6,22	6,10
435	9,48	8,86	8,35	7,93	7,59	7,30	7,05	6,83	6,64	6,48	6,33	6,20
440	9,80	9,16	8,62	8,18	7,80	7,49	7,22	6,98	6,78	6,60	6,45	6,30
445	10,02	9,41	8,86	8,40	8,01	7,67	7,38	7,13	6,92	6,73	6,56	6,41
450	10,12	9,57	9,05	8,59	8,19	7,84	7,54	7,28	7,06	6,85	6,67	6,51
460	9,90	9,58	9,20	8,82	8,45	8,11	7,80	7,53	7,28	7,07	6,87	6,70
470	9,28	9,20	9,02	8,78	8,50	8,22	7,95	7,69	7,45	7,23	7,04	6,86
480	8,53	8,61	8,59	8,49	8,34	8,15	7,94	7,73	7,52	7,32	7,14	6,96
490	7,76	7,90	8,04	8,05	8,01	7,92	7,79	7,64	7,48	7,32	7,16	7,00
500	7,11	7,31	7,43	7,50	7,59	7,57	7,52	7,44	7,34	7,22	7,10	6,97
510	6,51	6,73	6,92	7,04	7,10	7,13	7,18	7,16	7,11	7,04	6,96	6,87
520	6,00	6,21	6,40	6,56	6,69	6,77	6,80	6,80	6,84	6,81	6,77	6,71
530	5,59	5,78	5,96	6,12	6,26	6,37	6,45	6,51	6,53	6,52	6,53	6,51
540	5,24	5,41	5,58	5,73	5,87	5,60	6,09	6,16	6,22	6,26	6,28	6,28
550	4,945	5,10	5,26	5,40	5,53	5,65	5,75	5,84	5,91	5,97	6,01	6,047
560	4,694	4,837	4,977	5,11	5,24	5,35	5,46	5,55	5,63	5,69	5,74	5,78
570	4,480	4,609	4,736	4,859	4,977	5,09	5,19	5,29	5,37	5,440	5,50	5,55
580	4,297	4,413	4,528	4,641	4,750	4,855	4,954	5,05	5,13	5,21	5,27	5,33
590	4,139	4,244	4,349	4,451	4,552	4,649	4,742	4,831	4,913	4,989	5,06	5,12
600	4,001	4,097	4,193	4,287	4,379	4,469	4,556	4,639	4,718	4,792	4,861	4,923
610	3,881	3,969	4,056	4,143	4,228	4,311	4,391	4,469	4,544	4,615	4,682	4,743
620	3,776	3,856	3,937	4,016	4,095	4,171	4,246	4,319	4,389	4,457	4,520	4,581
630	3,682	3,756	3,831	3,904	3,977	4,048	4,118	4,186	4,252	4,315	4,376	4,434
640	3,598	3,667	3,736	3,804	3,872	3,938	4,003	4,067	4,129	4,189	4,247	4,302
650	3,523	3,587	3,651	3,715	3,778	3,840	3,901	3,960	4,019	4,075	4,130	4,182
660	3,455	3,515	3,575	3,634	3,693	3,751	3,808	3,864	3,919	3,972	4,024	4,074
670	3,394	3,450	3,506	3,561	3,616	3,670	3,724	3,777	3,828	3,879	3,928	3,975
680	3,338	3,391	3,443	3,495	3,546	3,597	3,648	3,697	3,746	3,793	3,840	3,885
690	3,288	3,337	3,386	3,435	3,483	3,531	3,578	3,625	3,671	3,716	3,760	3,802
700	3,242	3,288	3,334	3,380	3,425	3,471	3,515	3,559	3,602	3,645	3,686	3,727
710	3,200	3,243	3,287	3,330	3,373	3,415	3,457	3,499	3,540	3,580	3,619	3,657
720	3,162	3,203	3,244	3,285	3,325	3,365	3,405	3,444	3,483	3,520	3,558	3,594
730	3,127	3,166	3,204	3,243	3,281	3,319	3,357	3,394	3,430	3,466	3,502	3,536
740	3,095	3,132	3,169	3,205	3,241	3,277	3,313	3,348	3,383	3,417	3,451	3,484
750	3,066	3,101	3,136	3,170	3,205	3,239	3,273	3,306	3,340	3,372	3,404	3,436
760	3,039	3,072	3,106	3,139	3,172	3,204	3,236	3,268	3,300	3,331	3,362	3,392
770	3,015	3,047	3,078	3,110	3,141	3,172	3,203	3,234	3,264	3,294	3,323	3,352
780	2,993	3,023	3,053	3,083	3,113	3,143	3,173	3,202	3,231	3,260	3,288	3,316
790	2,972	3,001	3,030	3,059	3,088	3,116	3,145	3,173	3,201	3,229	3,256	3,283
800	2,953	2,981	3,009	3,037	3,064	3,092	3,119	3,146	3,173	3,200	3,227	3,253

Продолжение таблицы П.2.4

$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	72,0	74,0	76,0	78,0	80,0	82,0	84,0	86,0	88,0	90,0	95,0	100,0
0	3,963	3,958	3,954	3,949	3,945	3,940	3,936	3,932	3,928	3,924	3,915	3,906
10	3,994	3,990	3,986	3,982	3,978	3,975	3,971	3,968	3,964	3,961	3,952	3,945
20	4,014	4,010	4,007	4,003	4,000	3,997	3,993	3,990	3,987	3,984	3,976	3,969
30	4,027	4,024	4,020	4,017	4,014	4,011	4,008	4,005	4,002	3,999	3,992	3,985
40	4,036	4,033	4,030	4,027	4,024	4,021	4,018	4,015	4,013	4,010	4,003	3,996
50	4,044	4,041	4,038	4,035	4,032	4,029	4,026	4,024	4,021	4,018	4,011	4,005
60	4,051	4,048	4,045	4,042	4,039	4,037	4,034	4,031	4,028	4,025	4,019	4,012
70	4,058	4,055	4,052	4,049	4,046	4,043	4,041	4,038	4,035	4,032	4,026	4,019
80	4,065	4,062	4,059	4,056	4,053	4,050	4,048	4,045	4,042	4,039	4,032	4,026
90	4,072	4,069	4,066	4,063	4,061	4,058	4,055	4,052	4,049	4,046	4,039	4,033
100	4,080	4,077	4,074	4,071	4,068	4,065	4,062	4,059	4,057	4,054	4,047	4,040
110	4,089	4,086	4,083	4,080	4,076	4,073	4,070	4,067	4,064	4,061	4,054	4,047
120	4,098	4,095	4,092	4,089	4,085	4,082	4,079	4,076	4,073	4,070	4,062	4,055
130	4,109	4,105	4,102	4,098	4,095	4,092	4,088	4,085	4,082	4,079	4,071	4,063
140	4,120	4,116	4,112	4,109	4,105	4,102	4,098	4,095	4,091	4,088	4,080	4,072
150	4,132	4,128	4,124	4,120	4,116	4,113	4,109	4,105	4,102	4,098	4,090	4,081
160	4,145	4,141	4,137	4,133	4,129	4,125	4,121	4,117	4,113	4,110	4,100	4,092
170	4,160	4,155	4,151	4,147	4,142	4,138	4,134	4,130	4,126	4,122	4,112	4,103
180	4,176	4,171	4,166	4,162	4,157	4,153	4,148	4,144	4,140	4,136	4,125	4,115
190	4,194	4,189	4,184	4,179	4,174	4,169	4,164	4,160	4,155	4,150	4,139	4,129
200	4,214	4,208	4,203	4,197	4,192	4,187	4,182	4,177	4,172	4,167	4,155	4,144
210	4,236	4,230	4,224	4,218	4,212	4,207	4,201	4,196	4,191	4,185	4,173	4,160
220	4,260	4,254	4,247	4,241	4,235	4,229	4,223	4,217	4,211	4,206	4,192	4,179
230	4,287	4,280	4,273	4,266	4,260	4,253	4,247	4,240	4,234	4,228	4,213	4,199
240	4,318	4,310	4,302	4,295	4,287	4,280	4,273	4,266	4,259	4,252	4,236	4,221
250	4,351	4,342	4,334	4,326	4,317	4,310	4,302	4,294	4,287	4,279	4,262	4,245
260	4,388	4,378	4,369	4,360	4,351	4,342	4,333	4,325	4,317	4,309	4,290	4,271
270	4,428	4,418	4,407	4,397	4,387	4,378	4,368	4,359	4,350	4,341	4,320	4,300
280	4,473	4,461	4,450	4,438	4,427	4,417	4,406	4,396	4,386	4,376	4,353	4,331
290	4,522	4,509	4,496	4,483	4,471	4,459	4,447	4,436	4,425	4,414	4,389	4,365
300	4,576	4,561	4,546	4,532	4,518	4,505	4,492	4,479	4,467	4,455	4,427	4,400
310	4,634	4,617	4,601	4,585	4,569	4,554	4,540	4,526	4,512	4,499	4,468	4,438
320	4,697	4,678	4,659	4,641	4,624	4,607	4,591	4,575	4,560	4,546	4,511	4,478
330	4,766	4,744	4,722	4,702	4,683	4,664	4,645	4,628	4,611	4,594	4,556	4,520
340	4,838	4,813	4,789	4,766	4,744	4,723	4,702	4,682	4,663	4,645	4,602	4,562
350	4,915	4,886	4,859	4,833	4,808	4,784	4,760	4,738	4,717	4,697	4,649	4,605
355	4,960	4,928	4,898	4,870	4,842	4,816	4,792	4,768	4,745	4,723	– 1,026	– 1,104
360	5,01	4,976	4,944	4,913	4,884	4,856	4,830	4,804	4,780	4,757	4,703	4,654
365	5,06	5,03	4,992	4,959	4,928	4,899	4,870	4,843	4,818	4,793	4,736	4,684
370	5,12	5,08	5,04	5,00	4,973	4,941	4,911	4,883	4,855	4,829	4,769	4,714
375	5,17	5,13	5,09	5,05	5,02	4,984	4,952	4,922	4,893	4,866	4,802	4,745
380	5,23	5,18	5,14	5,10	5,06	5,03	4,994	4,961	4,931	4,902	4,834	4,774
385	5,29	5,24	5,19	5,15	5,11	5,07	5,04	5,00	4,969	4,938	4,866	4,803
390	5,35	5,30	5,25	5,20	5,16	5,12	5,08	5,04	5,01	4,974	4,899	4,832
395	5,42	5,36	5,31	5,26	5,21	5,16	5,12	5,08	5,05	5,01	4,932	4,861



$t$	Изобарная теплоемкость $c_p$ при давлении $p$ , МПа											
	72,0	74,0	76,0	78,0	80,0	82,0	84,0	86,0	88,0	90,0	95,0	100,0
400	5,49	5,42	5,37	5,31	5,26	5,22	5,17	5,13	5,09	5,05	4,967	4,892
405	5,56	5,49	5,43	5,37	5,32	5,27	5,22	5,18	5,13	5,09	5,00	4,923
410	5,64	5,57	5,50	5,44	5,37	5,32	5,27	5,22	5,18	5,14	5,04	4,956
415	5,72	5,64	5,57	5,50	5,44	5,38	5,32	5,27	5,23	5,18	5,08	4,990
420	5,81	5,72	5,64	5,57	5,50	5,44	5,38	5,33	5,28	5,23	5,12	5,02
425	5,90	5,80	5,72	5,64	5,57	5,50	5,44	5,38	5,33	5,28	5,16	5,06
430	5,99	5,89	5,80	5,71	5,64	5,57	5,50	5,44	5,38	5,33	5,20	5,10
435	6,08	5,98	5,88	5,79	5,71	5,63	5,56	5,50	5,43	5,38	5,25	5,14
440	6,18	6,06	5,96	5,86	5,78	5,70	5,62	5,55	5,49	5,43	5,29	5,18
445	6,27	6,15	6,04	5,94	5,85	5,76	5,68	5,61	5,54	5,48	5,34	5,22
450	6,37	6,24	6,12	6,02	5,92	5,83	5,75	5,67	5,60	5,53	5,38	5,26
460	6,54	6,40	6,28	6,16	6,05	5,96	5,86	5,78	5,71	5,63	5,47	5,34
470	6,69	6,54	6,41	6,29	6,17	6,07	5,97	5,88	5,80	5,73	5,56	5,41
480	6,80	6,65	6,52	6,39	6,27	6,16	6,07	5,97	5,89	5,81	5,63	5,48
490	6,85	6,71	6,58	6,46	6,34	6,24	6,13	6,04	5,95	5,87	5,69	5,53
500	6,84	6,72	6,60	6,48	6,38	6,27	6,18	6,08	6,00	5,92	5,73	5,58
510	6,77	6,67	6,56	6,46	6,37	6,27	6,18	6,10	6,02	5,94	5,76	5,60
520	6,64	6,56	6,48	6,40	6,32	6,24	6,16	6,08	6,01	5,93	5,77	5,62
530	6,47	6,42	6,36	6,30	6,24	6,17	6,10	6,04	5,97	5,90	5,75	5,61
540	6,26	6,24	6,21	6,17	6,12	6,07	6,02	5,96	5,91	5,85	5,72	5,59
550	6,05	6,06	6,05	6,01	5,98	5,95	5,91	5,87	5,82	5,78	5,66	5,55
560	5,81	5,83	5,84	5,85	5,84	5,82	5,78	5,75	5,72	5,69	5,59	5,50
570	5,58	5,61	5,63	5,64	5,65	5,65	5,65	5,64	5,61	5,58	5,51	5,43
580	5,37	5,41	5,44	5,46	5,47	5,48	5,48	5,48	5,47	5,46	5,41	5,35
590	5,17	5,22	5,25	5,28	5,30	5,32	5,33	5,33	5,34	5,33	5,30	5,27
600	4,980	5,03	5,07	5,11	5,14	5,16	5,18	5,19	5,20	5,21	5,20	5,17
610	4,800	4,852	4,898	4,938	4,973	5,00	5,03	5,056	5,06	5,07	5,09	5,09
620	4,637	4,688	4,735	4,778	4,815	4,848	4,876	4,900	4,919	4,935	4,962	4,977
630	4,488	4,539	4,586	4,629	4,668	4,703	4,734	4,760	4,782	4,801	4,834	4,852
640	4,354	4,404	4,450	4,493	4,533	4,569	4,601	4,629	4,654	4,675	4,713	4,734
650	4,233	4,281	4,326	4,369	4,408	4,445	4,478	4,508	4,535	4,558	4,603	4,628
660	4,122	4,169	4,213	4,254	4,293	4,330	4,364	4,395	4,424	4,449	4,500	4,532
670	4,021	4,066	4,108	4,149	4,187	4,224	4,258	4,290	4,319	4,347	4,403	4,443
680	3,929	3,971	4,012	4,052	4,089	4,125	4,159	4,191	4,221	4,249	4,310	4,358
690	3,844	3,885	3,924	3,962	3,998	4,033	4,066	4,098	4,128	4,157	4,221	4,274
700	3,766	3,805	3,842	3,878	3,914	3,947	3,980	4,011	4,041	4,069	4,134	4,191
710	3,695	3,732	3,767	3,802	3,836	3,868	3,899	3,930	3,959	3,987	4,052	4,110
720	3,630	3,665	3,699	3,732	3,764	3,795	3,825	3,854	3,883	3,910	3,974	4,032
730	3,570	3,604	3,636	3,667	3,698	3,728	3,757	3,785	3,812	3,838	3,900	3,957
740	3,516	3,548	3,579	3,609	3,638	3,667	3,694	3,721	3,747	3,773	3,833	3,888
750	3,467	3,497	3,526	3,555	3,583	3,611	3,637	3,663	3,688	3,713	3,770	3,823
760	3,422	3,451	3,479	3,507	3,534	3,560	3,586	3,611	3,635	3,658	3,713	3,764
770	3,381	3,408	3,436	3,462	3,489	3,514	3,539	3,563	3,586	3,609	3,662	3,710
780	3,343	3,370	3,397	3,422	3,448	3,472	3,496	3,519	3,542	3,564	3,615	3,661
790	3,309	3,335	3,361	3,386	3,410	3,434	3,457	3,480	3,502	3,523	3,572	3,617
800	3,278	3,304	3,328	3,353	3,377	3,400	3,422	3,444	3,466	3,486	3,534	3,576

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЕЩЕСТВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ОБРАТНЫХ ЦИКЛАХ

Таблица П.3.1 – Термодинамические свойства дифтордихлорметана  $CF_2Cl_2$  (фреон-12) [7]

На линии насыщения						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	g, кДж/кг	s', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	s'', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-30	1,0143	473,41	641,81	168,40	0,8956	1,5882
-26	1,202	476,85	643,71	166,86	0,9097	1,5848
-22	1,412	480,32	645,69	165,37	0,9237	1,5817
-20	1,527	482,08	646,53	164,45	0,9307	1,5803
-16	1,779	485,60	648,38	162,78	0,9445	1,5775
-12	2,067	489,14	650,29	161,09	0,9584	1,5751
-10	2,219	490,93	651,15	160,22	0,9653	1,5739
-6	2,550	494,54	653,01	158,47	0,9792	1,5718
0	3,125	500,00	655,74	155,74	1,0000	1,5688
8	4,031	507,58	659,15	151,57	1,0269	1,5655
16	5,123	515,29	662,51	147,22	1,0535	1,5626
20	5,739	519,21	664,16	144,95	1,0669	1,5613
22	6,065	521,18	664,97	143,79	1,0735	1,5607
24	6,408	523,14	665,76	142,62	1,0802	1,5601
Перегретый пар						
t, °C	p=4 бар		p=5 бар		p=6 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
10	660,5	1,570				
20	666,8	1,593	665,3	1,574		
30	673,1	1,614	671,8	1,595	670,4	1,579
40	679,5	1,635	678,4	1,616	677,1	1,600
50	686,0	1,655	685,0	1,637	683,8	1,621
60	692,6	1,675	691,6	1,657	690,5	1,642



Таблица П.3.2 – Термодинамические свойства дифтормонохлорметана  $CHF_2Cl$  (фреон-22) [7]

На линии насыщения						
$t, ^\circ C$	$p$ , бар	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s'$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$s''$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
-20	2,456	476,88	696,28	219,40	0,9129	1,7796
-10	3,552	488,34	700,42	212,08	0,9569	1,7629
0	4,983	500,00	704,28	204,28	1,0000	1,7479
10	6,811	511,89	707,81	195,92	1,0422	1,7341
20	9,097	524,05	710,94	186,89	1,0838	1,7213
Перегретый пар						
$t, ^\circ C$	$p=6$ бар		$p=8$ бар		$p=10$ бар	
	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
10	709,55	1,751	-	-	-	-
20	717,08	1,7771	713,22	1,7396	-	-
30	724,53	1,8021	721,13	1,7661	717,44	1,7355
40	731,94	1,8262	728,90	1,7914	725,67	1,7622
50	739,36	1,8495	736,63	1,8156	733,74	1,7875

Таблица П.3.3 – Термодинамические свойства двуокиси углерода  $CO_2$  [7]

На линии насыщения						
$t, ^\circ C$	$P$ , бар	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s'$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$s''$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
-33	12,82	-162,5	151,7	314,2	2,859	4,168
-23	17,87	-142,6	151,1	293,7	2,939	4,114
-13	24,21	-121,9	148,6	270,3	3,019	4,059
-3	32,03	-99,6	142,9	242,5	3,100	3,998
0	34,839	-92,5	140,0	232,5	3,1259	3,9772
10	44,831	-67,8	132,0	199,8	3,2096	3,9157
20	57,066	-38,0	117,2	155,2	3,3076	3,8368
22	59,8	-31,1	112,6	143,7	3,3297	3,8164
30	71,858	8,4	77,4	69,0	3,4560	3,6833
Перегретый пар						
$t, ^\circ C$	$p=50$ бар		$p=60$ бар		$p=70$ бар	
	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
17	132,9	3,9050				
27	152,7	3,9721	129,2	3,8719	129,4	3,8563
37	168,8	4,0252	152,1	3,9474	153,9	3,9339
47	183,0	4,0707	169,9	4,0035	172,6	3,9913
57	196,5	4,1116	185,2	4,0508	188,6	4,0392
67	209,0	4,1491	199,2	4,0927	203,1	4,0813

Таблица П.3.4 – Термодинамические свойства аммиака  $NH_3$  [7]На линии насыщения  $NH_3$ 

$t, ^\circ C$	$p$ , бар	$h'$ , кДж/кг	$h''$ , кДж/кг	$g$ , кДж/кг	$s'$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$s''$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
-33	1,0258	809,0	2177	1368	5,103	10,804
-23	1,6536	854,0	2192	1338	5,288	10,642
-13	2,559	899,5	2207	1307,5	5,465	10,492
-3	3,819	945,7	2219	1273,3	5,637	10,354
7	5,518	992,1	2230	1237,8	5,804	10,226
17	7,753	1039,6	2240	1200,4	5,968	10,106
27	10,623	1087,3	2246	1158,7	6,128	9,993
57	22,22	1235,7	2255	1019,3	6,593	9,680
67	30,82	1288,1	2250	961,9	6,743	9,577
77	38,7	1341,9	2241	899,1	6,893	9,459
87	48,03	1398,2	2225	826,8	7,043	9,341
97	58,91	1457,5	2202	744,5	7,195	9,208
107	71,54	1517,7	2162	644,3	7,360	9,046

Перегретый пар  $NH_3$ 

$t, ^\circ C$	$p=1$ бар		$p=5$ бар		$p=10$ бар	
	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
27	2309	11,31	2287	10,48	2255	10,04
47	2351	11,44	2333	10,63	2306	10,21
67	2394	11,57	2379	10,77	2358	10,36
87	2439	11,70	2426	10,90	2409	10,51
107	2485	11,82	2473	11,03	2459	10,65
127	2531	11,93	2521	11,15	2508	10,78
$t, ^\circ C$	$p=40$ бар		$p=50$ бар		$p=60$ бар	
	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , $\frac{кДж}{кг \cdot K}$
87	2276	9,54				
107	2358	9,76	2315	9,56	2264	9,36
127	2424	9,94	2391	9,77	2354	9,60
147	2484	10,10	2458	9,94	2430	9,80
167	2543	10,24	2520	10,09	2496	9,96
187	2600	10,37	2580	10,22	2560	10,10



Учебное издание

**Злобин Владимир Германович,  
Кондратенко Александр Николаевич**

# **СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ**

*Учебное пособие*

Редактор и корректор Д. А. Романова  
Техн. редактор М. Д. Баранова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:  
электронное устройство с программным обеспечением  
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: [http://publish.sutd.ru/tp\\_get\\_file.php?id=202016](http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016), по паролю.  
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 28.10.2025 г. Рег. № 5236/25

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.