Библиотека СОК

Федеральное агентство по образованию

Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет

Е. Т. ВАСЬКОВ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Учебное пособие
для студентов специальностей
270109, 270105, 190601

Санкт-Петербург
2007

УДК 536.7:621.56

Рецензенты: засл. деят. науки и техн. РФ, д-р техн. наук, проф. О. Б. Цветков (СПбГУНиПТ); д-р техн. наук, проф. В. Ф. Лысенков (СПбГУНиПТ); канд. техн. наук, проф. Г. Н. Северинец (СПбГАСУ)

Васьков Е. Т.

Термодинамические основы тепловых насосов: учеб. пособ. для студ. спец. 270109, 270105, 190601/ СПб. гос. архит.-строит. ун-т. – СПб., 2007. – 127 с.

Кратко изложены первый и второй законы термодинамики и их применение для расчетов процессов и циклов энергетических машин, а также для исследования термодинамических свойств рабочих тел. Рассматриваются циклы холодильных установок, термодинамика процессов истечения и влажного воздуха. Приведены примеры и справочный материал по свойствам рабочих веществ.

Табл. 6. Ил. 26. Библиогр.: 35 назв.

Рекомендовано Редакционно-издательским советом СПбГАСУ в качестве учебного пособия

© Е. Т. Васьков, 2007
© Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2007

ВВЕДЕНИЕ

Фундаментальной основой холодильных машин и тепловых насосов является термодинамика.

Термодинамика является наукой об энергии. Она устанавливает законы взаимного превращения энергии в различных процессах природы и техники. Различают физическую, химическую и техническую термодинамику.

Физическая термодинамика изучает общие закономерности преобразования энергии в физических процессах и свойства вещества, с помощью которых эти превращения осуществляются.

В химической термодинамике изучаются тепловые эффекты химических реакций, химическое равновесие, свойства растворов и теорию горения.

Техническая термодинамика изучает законы взаимного преобразования теплоты и работы. Такое превращение происходит, например, в тепловых двигателях. В технической термодинамике также изучаются свойства газов, с помощью которых в тепловом процессе теплота превращается в работу.

Фундаментальную основу термодинамики составляют первый и второй законы (начала) термодинамики. Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к теплоте и работе.

Закон сохранения и превращения энергии был открыт великим русским ученым М. В. Ломоносовым в 1746 г. Согласно этому закону энергия не уничтожается и не создается из ничего, а переходит из одной формы в другую. Например, теплота способна переходить в работу.

Второй закон термодинамики устанавливает условия, при которых возможно наиболее эффективное преобразование теплоты в работу. Техническая термодинамика является фундаментальной основой для тепловых двигателей и холодильных машин, тепловых и атомных электростанций, паровых и газовых турбин, теплогенерирующих установок и теплообменных аппаратов.

Основы термодинамики заложены в работах русских ученых М. В. Ломоносова, Д. И. Менделеева, Г. И. Гесса, Г. Ленца, А. С. Предводителева, М. П. Вукаловича, И. И. Новикова и многих других, а также в трудах иностранных ученых С. Карно, Р. Майера, Р. Клаузиуса, Д. Джоуля, Б. Клапейрона и других.

В настоящее время примерно 80 % электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях, использующих органическое топливо, запасы которого быстро истощаются. В силу этого значение термодинамики как науки об эффективном преобразовании энергии возрастает с каждым годом. В XXI в. значительно увеличится доля электроэнергии, вырабатываемой на атомных и парогазовых электростанциях, как наиболее экономичных (коэффициент полезного действия парогазовых турбин достигает 58 %).

Перспективно использование возобновляемых источников энергии, таких как солнечная энергия, энергия ветра и геотермальных вод, приливов и отливов морей и океанов, прирост биомассы растений и биогаз отходов животноводства.

Важным инструментом экономии энергии и топлива являются тепловые насосы, которые позволяют использовать огромные запасы низкопотенциальной энергии тел природы (солнца, воды, земли, жидкостей, воздуха и газов) для тепло- и хладоснабжения, кондиционирования воздуха, нагревания и охлаждения окружающей среды.

Глава 1. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. Предмет технической термодинамики

Термодинамика – наука об энергии и закономерностях перехода одной формы энергии в другую. Техническая термодинамика изучает вопросы взаимного превращения только теплоты и работы. Основой технической термодинамики являются первый и второй законы термодинамики.

Первый закон термодинамики является частным случаем закона сохранения энергии в отношении взаимного преобразования теплоты и работы.

Второй закон термодинамики устанавливает направление процессов, протекающих в тепловых системах и двигателях.

Использование двух законов термодинамики с применением математического аппарата позволяет анализировать как энергетические процессы, так и термодинамические свойства тех веществ, которые участвуют в этих процессах.

Преобразование теплоты в работу в тепловом двигателе осуществляется посредством рабочего тела (пара или газа). В этом случае пар и газ можно рассматривать в качестве примера термодинамической системы, под которой понимается совокупность тел, участвующих в энергетическом взаимодействии с окружающей (внешней) средой.

1.2. Параметры состояния рабочего тела

Параметрами состояния газа или пара называются величины, характеризующие газ в данном состоянии. К основным параметрам состояния, с помощью которых могут быть описаны процессы взаимного преобразования теплоты и работы, относятся давление, температура и удельный объем.

Давление. Сила, приходящаяся на единицу поверхности, называется удельным давлением, или просто давлением.

Абсолютное давление, обозначаемое буквой p, есть полное давление, производимое газом или паром. Если абсолютное давление больше давления внешней среды – барометрического давления $p_б$, то

$$p = p_{из} + p_б,$$

где $p_{из}$ – избыточное (над атмосферным) давление, измеряемое манометром.

Если абсолютное давление газа меньше атмосферного, то

$$p = p_б - p_{вак},$$

т. е. абсолютное давление газа равно разности барометрического давления $p_б$ и разрежения $p_{вак}$ (показываемого вакуумметром).

В системе СИ давление измеряется в паскалях:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа},$$

где Н – ньютон; кПа – килопаскаль; МПа – мегапаскаль.

В технических расчетах давление часто измеряется внесистемной единицей – баром:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

В системе МКГСС единицей измерения давления является кгс/м^2. Кроме того, давление измеряется в атмосферах физических (атм), а также высотой ртутного или водяного столба. Соотношение между единицами измерения в системах СИ и МКГСС нетрудно установить, если иметь в виду, что согласно второму закону механики $P = Mg$, где P – сила; M – масса; g – ускорение силы тяжести:

$$1 \text{ кгс} = 1 \text{ кг} \cdot 9{,}81 \text{ м/с}^2 = 9{,}81 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 = 9{,}806651 \text{ Н}.$$

Тогда

$$1 \text{ атм (техн.)} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 9{,}81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 =$$

$$= 9{,}81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0{,}981 \text{ бар} = 735{,}6 \text{ мм рт. ст.} = 10 \text{ м вод. ст.};$$

$$1 \text{ атм} = 1{,}0333 \text{ кгс/см}^2 = 10\,333 \text{ кгс/м}^2 = 1{,}013251 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 =$$

$$= 1{,}013251 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1{,}01325 \text{ бар} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 10{,}333 \text{ м вод. ст.}$$

Температура. Абсолютная температура T есть мера интенсивности хаотического движения молекул газа.

Шкала, в которой за начало отсчета принято это состояние, называется шкалой Кельвина.

Используется также шкала Цельсия, в которой за начало отсчета (0 °С) принята температура тающего льда. При нормальном давлении соответствующая абсолютная температура $T = 273{,}15$ К.

Пересчет температуры с одной шкалы на другую производится по формуле

$$T = t \text{ °C} + 273{,}15 \text{ K}.$$

Измерять температуру можно жидкостными термометрами (ртутными и спиртовыми), термопарами, платиновыми термометрами сопротивления (точное измерение!), пирометрами и т. д.

Удельный объем v есть объем, занимаемый 1 кг массы газа,

$$v = \frac{V}{M},$$

где V – полный объем газа, м^3; M – масса газа, кг.

Величина, обратная удельному объему, т. е. масса газа в единице объема, называется плотностью газа.

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{1}{v}.$$

1.3. Уравнение состояния идеального газа

Уравнение состояния газа устанавливает связь между параметрами p, v и T и относится к равновесному термодинамическому состоянию.

Под равновесным понимается такое состояние газа, когда по всей его массе наблюдаются одинаковые температуры и давления, равные p и T окружающей среды.

Для идеального газа, т. е. такого, у которого отсутствуют силы взаимодействия между молекулами бесконечно малого размера, уравнение состояния можно записать в следующем виде:

для 1 кг массы газа

$$pv = RT, \qquad (1.1)$$

где p – абсолютное давление газа, Н/м^2; v – удельный объем газа, м^3/кг; T – абсолютная температура, К; $R = pv/T$ – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Удельной газовой постоянной называется работа, которую совершает 1 кг газа при нагревании его на 1 К, если давление постоянно.

Уравнение состояния для M кг газа можно получить, если в уравнение (1.1) подставить $v = V/M$. Тогда

$$pV = MRT,$$

где $V = Mv$ – объем, занимаемый газом массой M.

Уравнение состояния для 1 киломоля (кмоля) рабочего тела. Киломолем, или килограмм-молекулой, как известно, называется количество килограммов вещества, численно равное его молекулярной массе.

Так, например, масса 1 кмоля кислорода составляет 32 кг, 1 кмоля водорода – 2 кг и т. д.

Согласно закону Авогадро $\mu v = \text{const}$, т. е. произведение массы 1 кмоля на удельный объем газа, представляющее собой объем 1 кмоля, у всех идеальных газов при одинаковых давлениях и температурах одинаково.

Для нормальных физических условий ($T = 273{,}15$ К; $p = 1{,}01325 \times$ $\times 10^5$ Па = 760 мм рт. ст.) объем 1 кмоля всех газов $\mu v = 22{,}4$ м^3/кмоль.

Умножив уравнение (1.1) на μ, получим

$$pv\mu = \mu RT,$$

где $\mu R = R_\mu$ – *универсальная газовая постоянная*.

При нормальных физических условиях ее численное значение

$$R_\mu = \frac{pv\mu}{T} = \frac{p \cdot 22{,}4}{T} = \frac{1{,}01325 \cdot 10^5 \cdot 22{,}4}{273{,}15} = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

Таким образом, $R = \mu R = 8314$ Дж/(кмоль · K), откуда

$$R = \frac{8314}{\mu} \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Окончательно имеем уравнение $pv\mu = 8314T$, которое называется *уравнением Клайперона – Менделеева*.

1.4. Смеси газов

Смесью газов являются, например, продукты сгорания различных топлив и воздух. Рассмотрим механическую смесь идеальных газов. Для нее справедливы уравнение состояния и закон Дальтона, согласно которому давление смеси равно сумме давлений отдельных газов, входящих в смесь, т. е.

$$p = p_1 + p_2 + \ldots + p_i + \ldots + p_n, \text{ или } p = \sum_{i=1}^{n} p_i, \qquad (1.2)$$

где p – давление смеси; p_1, p_2, …, p_i, …, p_n – парциальные давления 1, 2, i-го и n-го газов.

Парциальным называется давление отдельного газа в смеси при условии, что газ при температуре смеси занимает весь объем.

Состав смеси может быть задан массовыми, объемными и мольными долями.

Массовой долей называется отношение массы отдельного газа к массе смеси. Обозначив массовые доли буквой m, будем иметь:

$$m_1 = M_1/M,\ m_2 = M_2/M,\ \ldots,\ m_n = M_n/M,$$

где $M_1, M_2, \ldots, M_n$ – массы отдельных газов, входящих в смесь; M – масса смеси.

Очевидно, что $M = M_1 + M_2 + \ldots + M_n$ и $\sum_{i=1}^{n} m_i = m_1 + m_2 + \ldots + m_n =$

$= 1$, где m_i – масовая доля i-го газа.

Массовые доли выражают долями единицы или в процентах. Например, массовые доли азота и кислорода воздуха $m_{N_2} \cong 77\ \%$, $m_{O_2} \cong 23\ \%$ и $\sum_{i=1}^{n=2} m_i = m_{N_2} + m_{O_2} = 0{,}77 + 0{,}23 = 1$ (100 %).

Объемной долей называется отношение приведенного объема газа к объему смеси.

Приведенным (*парциальным*) называется объем отдельного газа в смеси, который он занимал бы при давлении и температуре смеси.

Парциальный объем газа V_i можно определить из уравнения состояния

$$pV_i = M_i R_i T,$$

где p – абсолютное давление смеси; M_i – масса i-го газа; T – абсолютная температура смеси.

Обозначая объемные доли буквой r, имеем

$$r_1 = V_1/V;\ r_2 = V_2/V, \ldots;\ r_n = V_n/V,$$

где $V_1, V_2, \ldots, V_n$ – приведенные (парциальные) объемы газов, входящих в смесь; V – объем смеси.

Так как $V_1 + V_2 + \ldots + V_n = V$, то $r_1 + r_2 + \ldots + r_n = 1$, или

$$\sum_{i=1}^{n} r_i = V_i/V = 1,$$

где r_i – объемная доля i-го газа, входящего в смесь.

Объемные доли задаются в долях единицы или в процентах. Объемные доли азота и кислорода воздуха $r_{N_2} \cong 0{,}79$ (79 %) и $r_{O_2} \cong 0{,}21$ (21 %).

Мольной долей называется отношение числа молей газа к числу молей смеси. Обозначим число молей газов $n_1, n_2, \ldots, n_n$, а число молей смеси n. Тогда $n_1 + n_2 + \ldots + n_n = n$.

Согласно определению моля газа,

$$n_1 = M_1/\mu_1;\ n_2 = M_2/\mu_2, \ldots;\ n_n = M_n/\mu_n \text{ и } n = M/\mu,$$

где $n_1, n_2, \ldots, n_n$ и n – числа киломолей газов и смеси; $\mu_1, \mu_2, \ldots, \mu_n$ – массы киломолей (мольные массы) газов; M и μ – масса и мольная масса смеси.

Обозначив мольную долю буквой a, имеем

$$a_1 = n_1/n;\ a_2 = n_2/n, \ldots; a_n = n_n/n \text{ и } a_i = n_i/n.$$

Очевидно, что $\sum_{i=1}^{n} a_i = 1$, так как $\sum_{i=1}^{n} n_i = n$. Мольные доли *i*-го газа численно равны объемным долям r_i, т. е. $a_i = r_i$.

Парциальное давление связано с объемной долей *i*-го газа следующим соотношением: $p_i = r_i p$.

Средняя мольная (молекулярная) масса смеси. Для смеси газов, имеющих разные молекулярные массы, вводится понятие условной, или кажущейся, молекулярной массы, под которой понимается молекулярная масса абстрактного газа, состоящего из одинаковых молекул, средних по массе. Так как масса смеси $M = \mu n$, а массы отдельных газов $M_1 = \mu_1 n_1$, $M_2 = \mu_2 n_2$, …, $M_n = \mu_n n_n$, то, имея в виду, что $M = M_1 + M_2 + \ldots + M_n$ и $a_i = r_i$, получим

$$\mu n = \mu_1 n_1 + \mu_2 n_2 + \ldots + \mu_n n_n; \qquad \mu = \mu_1 \frac{n_1}{n} + \mu_2 \frac{n_2}{n} + \ldots + \mu_n \frac{n_n}{n}$$

или

$$\mu = \mu_1 r_1 + \mu_2 r_2 + \ldots + \mu_n r_n \qquad \text{и} \qquad \mu = \sum_{i=1}^{n} \mu_i r_i , \tag{1.3}$$

где μ – масса киломоля смеси, кг/кмоль, или молекулярная масса смеси (безразмерная величина); μ_i – масса киломоля *i*-го газа, кг/кмоль, или молекулярная масса *i*-го газа (безразмерная величина); r_i – объемная доля *i*-го газа (безразмерная величина).

Если состав смеси задан массовыми долями, то уравнение для вычисления мольной массы смеси можно записать в виде

$$\mu = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} (m_i / \mu_i)} . \tag{1.4}$$

Газовая постоянная смеси. Газовую постоянную смеси можно определить по массовым долям газов и их газовым постоянным, т. е.

$$R = \sum_{i=1}^{n} m_i R_i \tag{1.5}$$

или по универсальной газовой постоянной и мольной массе смеси:

$$R = R_\mu / \mu = 8314{,}3 / \mu . \tag{1.6}$$

Например, для воздуха ($r_{N_2} \cong 0{,}79$ % и $r_{O_2} \cong 0{,}21$ %) масса киломоля (численно равная его молекулярной массе) будет определяться как

$$\mu = \mu_{N_2} r_{N_2} + \mu_{O_2} r_{O_2} = 28 \cdot 0{,}79 + 32 \cdot 0{,}21 = 29 \text{ кг/кмоль}.$$

Газовая постоянная воздуха $R = 8314{,}3/\mu = 8314{,}3/29 = 287$ Дж/(кг · К).

Определение парциальных давлений. Согласно уравнению Бойля – Мариотта, при постоянной температуре для смеси $p_i V = p V_i$ и

$$p_i = p V_i / V = p r_i , \tag{1.7}$$

т. е. парциальное давление газа равно произведению давления смеси на объемную долю *i*-го газа.

Если состав смеси задан массовыми долями, то

$$p_i = m_i \frac{\mu_i}{\mu} p = m_i \frac{R_i}{R} p. \tag{1.8}$$

Плотность смеси. Плотность смеси может быть определена по массовым или объемным долям *i*-го газа:

$$\rho = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} (m_i / \rho_i)} \tag{1.9}$$

или

$$\rho = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} (r_i \rho_i)} . \tag{1.10}$$

Пересчет массовых долей m_i в объемные r_i осуществляется по формуле

$$r_i = \frac{m_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^{i=n} (m_i / \mu_i)} . \tag{1.11}$$

Объемные доли газов переводятся в массовые по уравнению

$$m_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^{i=n} (r_i \mu_i)} . \tag{1.12}$$

1.5. Первый закон термодинамики

Принцип эквивалентности

Первый закон термодинамики является частным случаем закона сохранения и превращения энергии по отношению ко взаимному преобразованию теплоты и работы. Он устанавливает возможность перехода теплоты Q в работу L и, наоборот, в эквивалентных количествах, т. е. $Q = L$, Дж.

Если Q и L измерены в разных единицах, то принцип эквивалентности теплоты и работы можно записать в виде $Q = AL$, где коэффициент $A = 1/427$ ккал/(кгс · м) называется тепловым эквивалентом работы.

Внутренняя энергия

Газ в любом состоянии обладает запасом внутренней энергии, величина которой зависит от состояния газа.

При сообщении или отнятии от рабочего тела энергии оно может быть выведено из начального состояния и возвращено в исходное. Если при этом параметры газа примут начальные численные значения, то и внутренняя энергия тела также будет иметь исходное значение.

Изменение внутренней энергии определяется только начальным и конечным состояниями газа и не зависит от пути перехода, т. е. внутренняя энергия является функцией состояния.

Полное изменение внутренней энергии при переходе газа из одного состояния в другое определяется по формуле

$$\int_1^2 dU = U_2 - U_1 ,$$

где U_1, U_2 – величины внутренней энергии газа массой M в состояниях 1 и 2, Дж.

Для 1 кг идеального газа

$$u_2 - u_1 = \int_1^2 du .$$

С молекулярной точки зрения внутренняя энергия газа является совокупностью кинетической энергии поступательного, вращательного, колебательного движений частиц, энергии внутриатомного движения и потенциальной энергии атомов и молекул, которая зависит от сил притяжения между молекулами.

Работа газа

Пусть к 1 кг газа, находящемуся в цилиндре с поршнем (рис. 1.1), подводится извне теплота q.

Тогда поршень переместится вправо, и газ перейдет из состояния *1* в состояние *2*, т. е. совершится термодинамический процесс расширения. Другими словами, газ совершит работу против сил внешнего давления p'.

Изменение объема и давления изображается линией процесса *1–2*, а площадь под кривой процесса равна работе расширения.

Элементарная работа dl, которую совершает газ при увеличении его объема на величину dv, определяется произведением pdv:

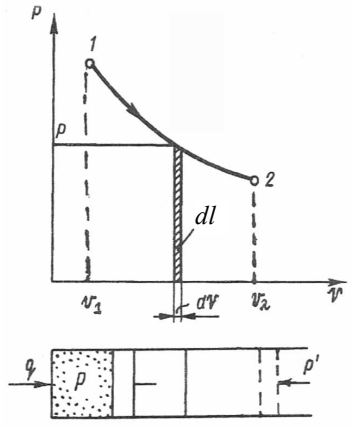


Рис. 1.1. График работы в *pv*-координатах

$$dl = pdv \quad \text{и} \quad l_{1-2} = \int_1^2 pdv .$$

При расширении газа ($dv > 0$) работа положительна, при сжатии ($dv < 0$) – отрицательна.

Теплота. В результате взаимодействия термодинамическая система (рабочее тело) и внешняя среда обмениваются энергией в форме работы (макроформа передачи энергии) и теплоты (микроформа передачи энергии).

Количество энергии, передаваемой от одного тела к другому путем теплообмена, называется теплотой. Количество теплоты, получаемой телом, зависит от характера процесса, т. е. от пути перехода газа из одного состояния в другое. Теплота является, таким образом, функцией процесса, а не функцией состояния.

Уравнение первого закона термодинамики

Различные процессы изменения состояния газа, протекающие в результате подвода теплоты и сопровождающиеся взаимным превращением энергии, описываются основным уравнением первого закона термодинамики.

На основании первого закона термодинамики часть подведенной к рабочему телу теплоты может быть израсходована на увеличение его внутрен-

ней энергии, а часть – на совершение работы, т. е.

$$dq = du + dl \quad \text{и} \quad q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2},$$

где q_{1-2} – количество теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела в процессе 1–2, Дж/кг.

Для любого количества рабочего тела, т. е. для массы M, эти уравнения имеют вид

$$dQ = dU + dL,$$

$$Q_{1-2} = U_2 - U_1 + L_{1-2}.$$

В последних уравнениях Q, U и L измерены в Дж.

1.6. Понятие об энтальпии и энтропии

Наряду с внутренней энергией важными величинами являются энтальпия h и энтропия s.

Энтальпия h является некоторой функцией состояния: $h = u + pv$, Дж/кг. Поскольку в выражение для энтальпии входят параметры состояния, она сама является параметром состояния.

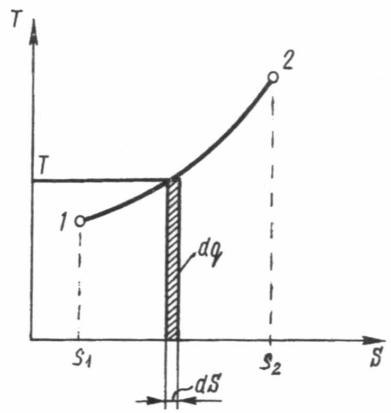


Рис. 1.2. Графическое изображение теплоты в sT-координатах

Энтропия s широко используется в теплотехнических расчетах. Через энтропию удобно аналитически и графически определять количество теплоты. Как и энтальпия, энтропия не зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое. Энтропия, как параметр состояния, есть такая функция состояния, дифференциал которой равен отношению количества теплоты процесса к абсолютной температуре, при которой эта теплота подводится, т. е.

$$ds = \frac{dq}{T} \quad \text{и} \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}.$$

При подводе теплоты ($dq > 0$) $ds > 0$, при отводе теплоты ($dq < 0$) $ds < 0$.

Согласно последнему уравнению, теплота (рис. 1.2) в sT-координатах измеряется площадью под кривой: $s = f(T)$.

Глава 2. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА

2.1. Основные определения

Теплоемкостью называется количество теплоты, необходимое для нагревания единицы газа на один градус Кельвина.

В зависимости от выбранной количественной единицы газа различают массовую теплоемкость c, кДж/(кг · К), объемную теплоемкость c', кДж/(м^3 · К), и мольную теплоемкость μc, кДж/(кмоль · К).

Так как при разных давлениях и температурах в 1 м^3 содержится разное количество газа, то принято брать 1 м^3 газа при нормальных условиях. Массовая, объемная и мольная теплоемкости связаны между собой следующими очевидными соотношениями:

$$c = \frac{\mu c}{\mu}; \qquad c' = \frac{\mu c}{22{,}4}; \qquad c' = \frac{c}{v_0} = c\rho_0,$$

где v_0 и ρ_0 – удельный объем и плотность при нормальных условиях.

2.2. Зависимость теплоемкости от температуры и процесса изменения состояния

Теплоемкость газа зависит от природы газа, его температуры, давления и процесса подвода тепла. Различают истинную и среднюю теплоемкость, которые обозначаются соответственно c и c_m (рис. 2.1).

Из рис. 2.1 видно, что на различных участках кривой одному и тому же изменению температуры соответствует разное количество теплоты. В связи с этим вводится понятие средней теплоемкости в заданном интервале температур от t_1 до t_2, т. е.

$$c_m = \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1},$$

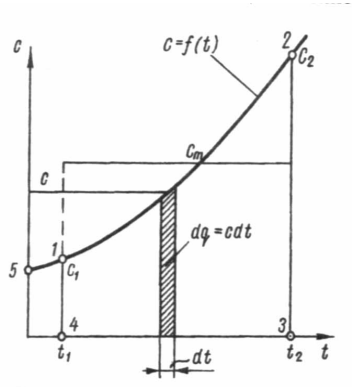


Рис. 2.1. Зависимость теплоемкости от температуры

или

$$q_{1-2} = c_m(t_2 - t_1). \qquad (2.1)$$

Если беспредельно уменьшать интервал температур (при $\Delta t \to 0$), то получим значение теплоемкости при заданной температуре, т. е. истинной теплоемкости.

$$c = \lim_{\Delta t \to 0}\left(\frac{\Delta q}{\Delta t}\right) = \frac{dq}{dt}$$

или

$$dq = cdt \quad \text{и} \quad q_{1-2} = \int_1^2 cdt. \qquad (2.2)$$

Формулы (2.1) и (2.2) показывают, что теплота q_{1-2}, подведенная (отведенная) в процессе *1–2*, графически изображается площадью *1–2–3–4–1*, лежащей под кривой зависимости $c = f(t)$.

Зависимость $c = f(t)$ обычно выражается в виде

$$c = a + bt + dt^2 + \ldots$$

Значения постоянных коэффициентов *a*, *b*, *d*, ... подбираются по экспериментальным данным.

Из графика зависимости $c = f(t)$ видно, что теплота, затраченная на нагревание газа от t_1 до t_2, равна

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} cdt = \text{площади } 1\text{–}2\text{–}3\text{–}4\text{–}1,$$

что можно представить как

$$q_{1-2} = \text{площади } 0\text{–}5\text{–}2\text{–}3\text{–}0 - \text{площади } 0\text{–}5\text{–}1\text{–}4\text{–}0,$$

или, учитывая, что на оси координат $t = 0$,

$$q_{1-2} = c_m \Big|_0^{t_2} t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} t_1,$$

где $c_m\Big|_0^{t_2}$ и $c_m\Big|_0^{t_1}$ – средние массовые теплоемкости соответственно в интервале температур от 0 до t_2 и от 0 до t_1.

Сравнивая уравнения (2.1) и (2.2), получим

$$c_m(t_2 - t_1) = \int_{t_1}^{t_2} cdt,$$

откуда формула для вычисления средней массовой теплоемкости по истинной имеет вид

$$c_m = \frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} cdt \quad \text{или} \quad c_m = \frac{1}{T_2 - T_1}\int_{T_1}^{T_2} cdT.$$

В зависимости от процесса подвода теплоты (при постоянном давлении или при постоянном объеме) различают изобарную c_p и изохорную c_v теплоемкости.

Согласно уравнению Майера в системе СИ

$$c_p - c_v = R.$$

В мольной форме

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{K)}.$$

Постоянная теплоемкость. В приближенных расчетах иногда можно считать, что теплоемкость газа не зависит от температуры, а является величиной постоянной. Согласно молекулярно-кинетической теории, газы с одинаковым числом атомов имеют одинаковые мольные теплоемкости (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Газы	Теплоемкость, кДж/(кмоль · K)		Теплоемкость, ккал/(кмоль · K)	
	μc_v	μc_p	μc_v	μc_p
Одноатомный	12,6	20,9	3	5
Двухатомный	20,9	29,3	5	7
Трех- и многоатомный	29,3	37,7	7	9

Глава 3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Полезная работа получается при расширении газа. Чтобы тепловая машина работала непрерывно, рабочее тело после расширения должно быть путем сжатия возвращено в первоначальное состояние, т. е. рабочее тело должно совершить круговой процесс, или цикл.

Схема циклического преобразования теплоты в работу показана на рис. 3.1, где q_1 – теплота, отданная верхним (горячим) источником, имеющим температуру T_1, рабочему телу, Дж/кг; q_2 – теплота, отданная рабочим телом холодильнику с температурой T_2.

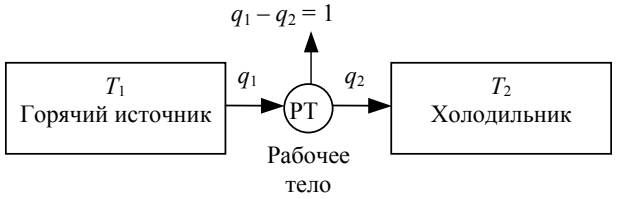


Рис. 3.1. Схема преобразования теплоты в работу посредством цикла

Полезная работа в тепловом двигателе получается за счет разности $q_1 - q_2$, т. е. не вся теплота превращается в работу, часть ее неизбежно передается холодильнику.

3.1. Основные формулировки второго закона термодинамики

1. Нельзя построить периодически действующую тепловую машину, все действие которой сводилось бы к производству механической работы и охлаждению одного источника тепла (формулировка Томсона).

Из этого утверждения следует, что для преобразования теплоты в работу необходимо иметь как минимум два источника теплоты с разными температурами и рабочее тело. Чем выше разность температур, тем выше эффект преобразования теплоты в работу. Первая формулировка второго закона термодинамики означает также, что невозможен вечный двигатель второго рода, который превращал бы теплоту тел природы (воздух, вода и т. д.), находящихся в тепловом равновесии, в работу.

2. Теплота не может переходить от холодного тела к горячему сама собой, без затраты внешней работы (постулат Клаузиуса).

3.2. Прямой и обратный циклы Карно

Цикл Карно является идеальным для циклически работающего теплового двигателя и имеет максимально возможный КПД при данной разности температур энергоисточников.

Пусть 1 кг идеального рабочего тела совершает прямой цикл Карно (рис. 3.2), т. е. такой, в результате которого теплота превращается в работу.

Цикл состоит из двух изотерм (T = const) и двух адиабат ($dq = 0$).

В процессе изотермного расширения *1–2* к рабочему телу подводится теплота q_1 от бесконечно большого источника теплоты с температурой T_1.

В точке *2* источник теплоты отключается, и рабочее тело адиабатно расширяется (линия *2–3*).

В процессе изотермного сжатия (линия *3–4*) рабочее тело отдает холодильнику теплоту q_2 при температуре T_2.

Процессом *4–1* (адиабатное сжатие) замыкается цикл Карно.

Работа цикла $l_ц = q_1 - q_2$ графически изображается площадью цикла.

Термическим коэффициентом полезного действия цикла η_t называется отношение полезно использованной теплоты к подведенной, т. е.

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

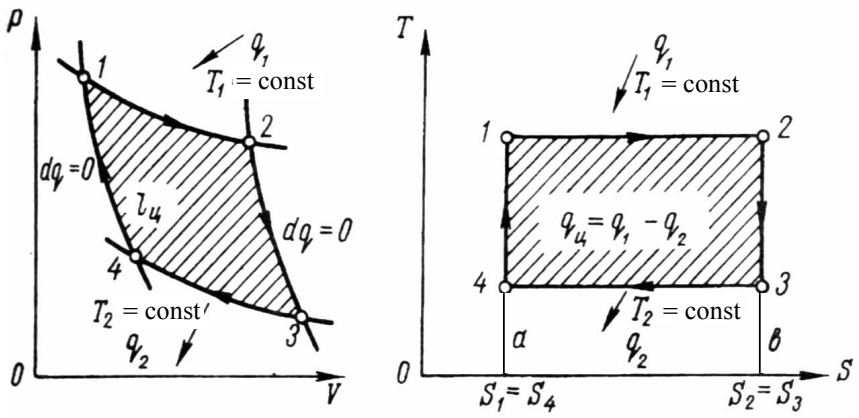


Рис. 3.2. Прямой цикл Карно в *pv*- и *sT*-координатах

В *s*-*T*-диаграмме теплота равна площади (см. рис. 3.2):

$$q_1 = \text{площадь } a - 1 - 2 - b = T_1(s_2 - s_1);$$

$$q_2 = \text{площадь } 4 - 3 - b - a = T_2(s_2 - s_1);$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Из формулы следует:

1. КПД обратимого цикла Карно зависит лишь от температур горячего и холодного источников теплоты. Чем выше разность температур, тем выше КПД.

2. Термический КПД не может быть равным единице, ибо $T_2 \neq 0$ и $T_1 \neq +\infty$.

По обратному циклу Карно работают холодильные машины и тепловые насосы.

В обратном цикле Карно (рис. 3.3) протекают все те же процессы изменения состояния, но в обратном направлении. При этом рабочее тело сначала расширяется адиабатно по линии *1–2* с понижением температуры от T_1 до T_2, затем продолжает изотермически расширяться по линии *2–3*, получая теплоту q_2 от холодильника при температуре T_2.

В адиабатном процессе *3–4* рабочее тело сжимается с повышением температуры до T_1, а затем изотермически сжимается по линии *4–1* и отдает горячему источнику теплоту q_1 при температуре T_1. На этом цикл замыкается.

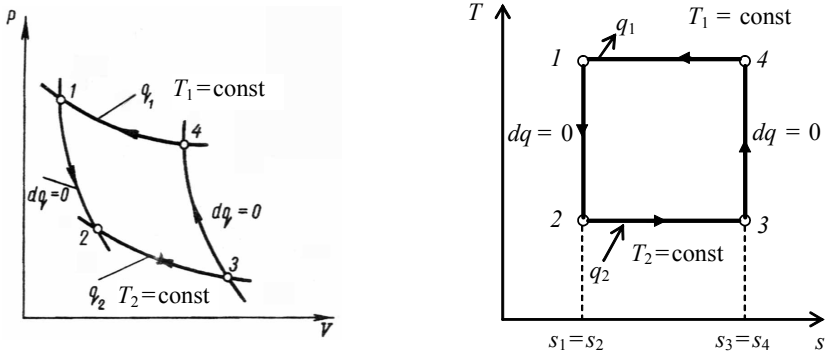


Рис. 3.3. Обратный цикл Карно

В обратном цикле

$$q_1 = q_2 + l_0,$$

где l_0 – внешняя работа, затрачиваемая на осуществление цикла.

Заметим, что осуществление обратного цикла Карно не противоречит второму закону термодинамики, согласно которому теплота самопроизвольно передается лишь от горячего к холодному телу, ибо передача теплоты от холодного источника к горячему происходит за счет затраты работы.

Совершенство работы холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом ε, при этом

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

Так как $q_1 = T_1(s_2 - s_1)$ и $q_2 = T_2(s_2 - s_1)$, то

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Глава 4. ВОДЯНОЙ ПАР

4.1. Основные понятия

Водяной пар широко применяется как рабочее тело в теплоэнергетических установках.

В качестве теплоносителя водяной пар используется в различного рода теплообменных аппаратах, в том числе и в тепловых установках для производства строительных материалов и конструкций.

Кроме того, водяной пар используется для отопления и вентиляции, сушки строительных материалов, подогрева жидкостей, газов и т. д.

Будучи реальным газом, водяной пар не подчиняется уравнению состояния идеального газа. Поэтому в тепловых расчетах, связанных с водяным паром, пользуются таблицами и диаграммами водяного пара, рассчитанными и составленными по сложным уравнениям реальных газов. Таким уравнением является, например, уравнение состояния М. П. Вукаловича и И. И. Новикова, которое учитывает не только силы сцепления между молекулами, но и ассоциацию (механическое объединение) молекул.

Водяной пар можно получить при испарении и кипении воды.

Испарение – парообразование, происходящее только с поверхности жидкости при любой ее температуре.

Кипение – процесс парообразования, протекающий по всей массе жидкости. Кипение происходит при определенной для данного давления температуре, называемой температурой насыщения. Температура кипения остается постоянной до тех пор, пока вся жидкость не превратится в пар. Пар может быть насыщенным и перегретым.

Насыщенным называется пар, находящийся в динамическом равновесии с жидкостью, из которой он получен. Насыщенный пар может быть сухим и влажным.

Сухой насыщенный пар не содержит капелек жидкости. Влажный насыщенный пар состоит из капелек жидкости во взвешенном состоянии и сухого пара и характеризуется степенью сухости x.

Степень сухости – масса пара, содержащегося в 1 кг влажного пара. Так, если $x = 0{,}9$, то это означает, что 1 кг влажного пара содержит 0,9 кг пара и 0,1 кг воды.

У сухого пара $x = 1$, у кипящей жидкости $x = 0$.

Перегретым называется пар, имеющий более высокую температуру, чем насыщенный пар, при том же давлении. Состояние перегретого пара характеризуется давлением и температурой.

Принято обозначать параметры кипящей жидкости с одним штрихом (например, h'), сухого пара – с двумя штрихами (h''), перегретого – без штрихов (h), а влажного насыщенного пара – с индексом x снизу (h_x).

4.2. Процесс парообразования в *pv*- и *sT*-диаграммах

Пусть 1 кг воды, взятой при температуре 0 °С, превращается в 1 кг перегретого пара при давлении p.

Тогда процесс парообразования (рис. 4.1) можно разделить на три стадии:

1) подогрев воды до температуры кипения – процесс *a–1′*;

2) процесс парообразования при $T_н = \text{const}$ и $p = \text{const}$ – линия *1′–1″*;

3) перегрев пара при $p = \text{const}$ и $T > T_н$ – процесс *1″–1*. Индекс 0 у соответствующих параметров обозначает их состояние при 0 °С;

« ′ » и « ″ » – соответственно состояние кипящей воды и сухого насыщенного пара; индекс *x* обозначает состояние влажного пара; без индексов обозначены параметры перегретого пара.

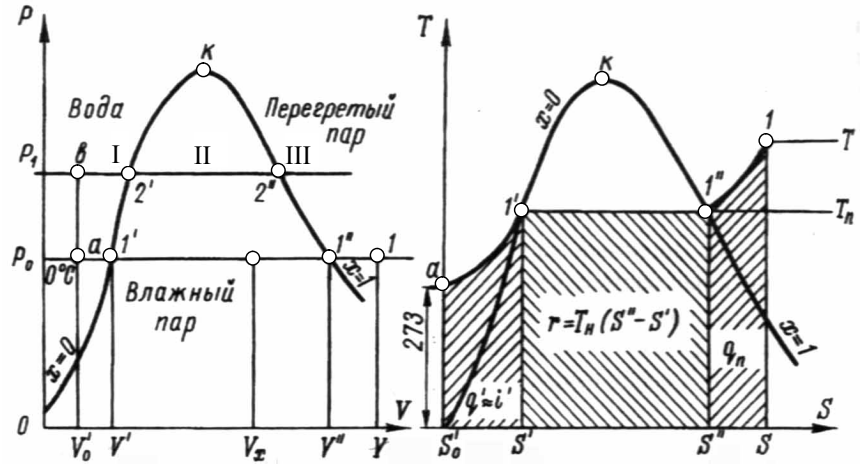


Рис. 4.1. Процесс парообразования в *pv*- и *sT*-координатах

Например, v_0, v', v'', v_x и v – удельные объемы соответственно воды при 0 °С, кипящей воды, сухого насыщенного пара, влажного насыщенного пара и перегретого пара, м^3/кг.

На рис. 4.1 точка *a* соответствует состоянию воды при температуре 0 °С и p_0, точка *b* – состоянию воды при *p* и *t* параметрах. Так как вода практически несжимаема, ее объем при повышении давления не изменяется. Точки *1′* и *2′* находятся на линии кипящей жидкости ($x = 0$), а точки *1″* и *2″* – на линии сухого насыщенного пара ($x = 1$). Точка *1* на обеих диаграммах соответствует состоянию перегретого пара.

Линии $x = 0$ и $x = 1$ сходятся в точке *K*, называемой критической. В критическом состоянии исчезает разница между жидкостью и паром. Визуально критическое состояние вещества можно отметить по исчезновению мениска на границе раздела фаз.

В точке *K* для воды $t_{кр} = 374{,}12$ °С; $p_{кр} = 221{,}15 \cdot 10^5$ Па; $v_{кр} = 0{,}003147$ м^3/кг.

Таким образом, слева от линии $x = 0$ находится некипящая вода (зона I), между $x = 0$ и $x = 1$ – влажный насыщенный пар (зона II) и справа от линии сухого пара ($x = 1$) – перегретый пар (зона III).

4.3. Таблицы и диаграммы водяного пара

На основе экспериментальных данных по *p*-, *v*-, *T*-параметрам и теплоемкости составлены точные и подробные таблицы пара в состоянии насыщения (по *p* или *t*) и таблицы перегретого водяного пара (по *p* и *t*).

В термодинамических таблицах для состояний насыщения приведены параметры кипящей воды (обозначены одним штрихом) *p*, $t_н$, *v′*, *h′*, *s′* и параметры сухого насыщенного пара (обозначены двумя штрихами сверху) *p*, $t_н$, *v″*, *h″*, *s″*.

В таблицах перегретого пара даны параметры *p*, *t* и *v*, *h*, *s*. Таблиц влажного насыщенного пара не существует! Параметры влажного насыщенного пара (v_x, h_x, s_x) рассчитываются по формулам

$$v_x = v''x + (1 - x)v'; \qquad h_x = h' + rx; \qquad s_x = s' + \frac{r}{T_н}x.$$

Параметры h', s', v', r определяются по таблицам для состояний насыщения.

Из диаграммы (рис. 4.2) видно, что изобары образуют пучок расходящихся кверху кривых.

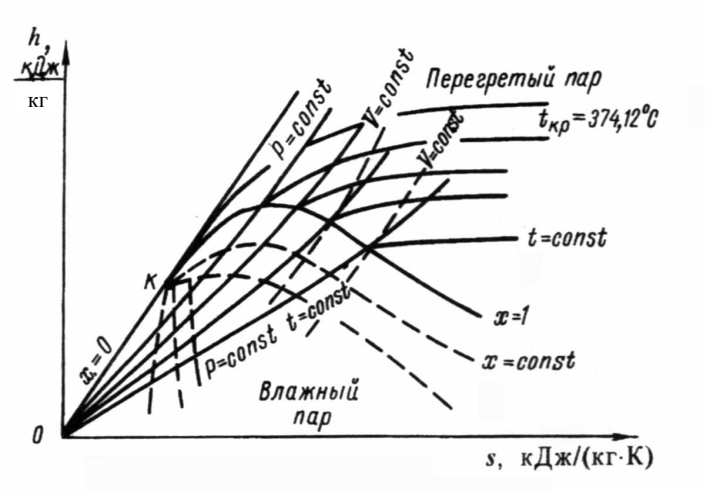


Рис. 4.2. *hs*-диаграмма водяного пара

В области влажного насыщенного пара изобары совпадают с изотермами. Изотермы на верхней пограничной кривой имеют перегиб. В области перегретого пара изотермы идут вначале с некоторым подъемом, а затем почти параллельно оси абсцисс.

Изохоры (пунктирные линии) идут круче изобар. Кривая насыщенной жидкости ($x = 0$) и кривая сухого насыщенного пара ($x = 1$) строятся по табличным данным.

На диаграмме область между линиями $x = 0$ и $x = 1$ является областью влажного насыщенного пара; над кривой насыщенного пара вплоть до критической изобары находится перегретый пар.

4.4. Истечение и дросселирование газов и паров

Кинетическая энергия потока широко используется в паровых и газовых турбинах, ракетных двигателях, компрессорах, вентиляторах, в неподвижных каналах переменного сечения (соплах и диффузорах), в теплообменниках и др.

Будем считать течение газа установившимся, т. е. таким, у которого параметры состояния в любом сечении канала не изменяются с течением времени. Для установившегося движения согласно условию неразрывности потока

$$Mv = Fc = \text{const},$$

где M – массовый секундный расход газа, кг/с; v – удельный объем газа, м^3/кг; F – площадь поперечного сечения канала, м^2; c – скорость потока в рассматриваемом сечении, м/с.

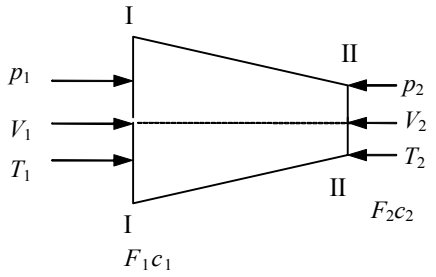


Рис. 4.3. Истечение газа через суживающийся канал (сопло)

Пусть по каналу произвольной формы под действием сил давления движется поток газа (рис. 4.3).

Тогда согласно первому закону термодинамики количество подводимой теплоты к 1 кг газа между сечениями I–I и II–II будет расходоваться на изменение его внутренней энергии $u_2 - u_1$, совершение газом работы (называемой в данном случае работой проталкивания) $l' = p_2v_2 - p_1v_1$, приращение кинетической энергии газа на участке I–II и на так называемую техническую работу $l_т$

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + p_2v_2 - p_1v_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_т.$$

Поскольку $u_1 + p_1v_1 = h_1$ и $u_2 + p_2v_2 = h_2$, получим

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_т. \qquad (4.1)$$

В дифференциальной форме

$$dq = du + d(pv) + \frac{dc^2}{2} + dl_т$$

и

$$dq = dh + d\frac{c^2}{2} + dl_т. \qquad (4.1')$$

Дифференцируя выражение $h = u + pv$, имеем

$$dh = du + pdv + vdp = dq + vdp,$$

откуда

$$dq = dh - vdp. \qquad (4.2)$$

После интегрирования уравнения (4.2) получим

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 - \int_1^2 vdp.$$

Сравнивая уравнения (4.1′) и (4.2), имеем

$$-vdp\frac{dc^2}{2} + dl_т$$

и

$$dl_т = -\frac{dc^2}{2} - vdp. \qquad (4.3)$$

В отдельных случаях, когда назначением устройства является получение технической работы (например, в паровой или газовой турбине) или когда техническая работа затрачивается на повышение давления (например, в компрессоре), можно считать скорости до и после устройства одинаковыми. Тогда, согласно уравнению (4.3), техническая работа

$$dl_т = -vdp;$$

$$l_т = -\int_{p1}^{p2} v dp. \qquad (4.4)$$

Если устройство предназначено для повышения кинетической энергии потока (сопло) или кинетическая энергия потока используется для повышения давления (диффузор) и техническая работа равна нулю, то

$$\frac{d c^2}{2} = -v dp. \qquad (4.5)$$

С учетом равенства (4.5) уравнение (4.2) можно переписать в виде

$$d\left(\frac{c^2}{2}\right) = -dh + dq.$$

В случае адиабатного истечения через сопла $l_т = 0$, $dq = 0$ и последнее уравнение примет вид

$$d\left(\frac{c^2}{2}\right) = -dh.$$

После интегрирования

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_1 - h_2,$$

откуда скорость истечения через сопла

$$c_2 = \sqrt{2\left(h_1 - h_2\right) + c_1^2}.$$

Скорость потока на входе в сопло c_1 мала по сравнению со скоростью истечения c_2.

Пренебрегая начальной скоростью c_1, можно записать, что скорость истечения

$$c_2 = \sqrt{2\left(h_1 - h_2\right)},$$

где разность энтальпий $h_1 - h_2 = h_0$, называемая перепадом энтальпий, должна быть выражена в Дж/кг. Энтальпия в выходном сечении сопла h_2 определяется по давлению p_2 в этом сечении.

Скорость истечения c_2 (при $c_1 = 0$) и секундный массовый расход M для идеальных газов можно рассчитать по следующим формулам [1], которые приводятся здесь без вывода:

$$c_2 = \sqrt{2\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}\right]};$$

$$M = F_2 \sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{p_2}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k+1)/k}\right]}.$$

Давление в выходном сечении суживающихся сопел (см. рис. 4.3), которому соответствует максимальный расход газа, называется *критическим* и обозначается $p_{кр}$.

Ниже $p_{кр}$ давление в устье суживающихся сопел не падает, несмотря на любое понижение давления среды. Величина $p_{кр}$, например, для идеальных двухатомных газов равна $0{,}528\ p_1$.

Максимальная скорость, т. е. скорость истечения, соответствующая критическому давлению в устье сопла, называется критической, равной скорости звука. Суживающееся сопло не позволяет получить скорость выше критической. Для осуществления полного расширения рабочего тела, а также для получения скоростей истечения больше звуковых применяют расширяющиеся сопла, которые называются соплами Лаваля (рис. 4.4).

В узком сечении канала устанавливаются критическая скорость и критическое давление. В расширяющейся части сопла происходит дополнительное расширение рабочего тела, сопровождающееся дальнейшим понижением давления и возрастанием скорости до сверхзвуковой. Такие сопла получили широкое применение в реактивной и ракетной технике, в паровых, газовых турбинах и т. д.

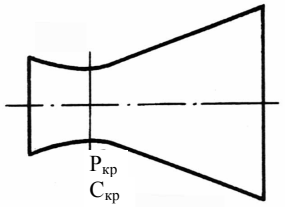


Рис. 4.4. Расширяющееся сопло Лаваля

При движении газа или пара через сужение (вентиль, кран, задвижка на паропроводе) их давление понижается. Процесс понижения давления рабочего тела при его прохождении через сопротивление, обусловленное местным сужением канала, называется *дросселированием*, или *мятием*.

Падение давления сопровождается ростом скорости, которая в самом узком сечении достигает максимального значения. Если сечение трубы перед

сужением и после него одинаково, то скорости рабочего тела c_2 и c_1 до и после сужения можно считать одинаковыми, т. е. $c_1 = c_2$.

Если считать процесс дросселирования адиабатным, рабочее тело – идеальным, то согласно уравнению (4.1) $h_1 = h_2$, т. е. энтальпия газа или пара в процессе дросселирования не изменяется.

Поскольку энтальпия идеального газа зависит только от температуры, то и температуры идеального рабочего тела до и после дросселирования будут равны. В реальных газах температура при дросселировании может понижаться, повышаться или оставаться неизменной.

Глава 5. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

5.1. Цикл паровой холодильной машины

Холодильная машина служит для искусственного охлаждения физических тел до температуры ниже температуры окружающей среды. В холодильной машине рабочее тело (хладагент) совершает обратный круговой процесс, в результате которого теплота отнимается от охлаждаемого объекта и за счет затраты работы передается среде с более высокой температурой. В качестве рабочих тел используют воздух, аммиак, фтор- и хлорзамещенные углеводороды, двуокись углерода, сернистый ангидрид и другие вещества (табл. 5.1).

Рассмотрим принцип работы паровой холодильной машины с дросселированием и переохлаждением жидкости в конденсаторе и всасыванием в компрессор сухого насыщенного пара, схема которой изображена на рис. 5.1, а цикл ее в *pv*-, *sT*- и *hs*- диаграммах представлен на рис. 5.2, 5.3.

Таблица 5.1

Параметры характерных состояний и теплота парообразования хладагентов

Рабочее тело	$t_{кр}$, °C	$p_{кр}$, МПа	$t_{нк}$, °C	$t_{тр}$, °C	r, кДж/кг при $t = -10$ °C
Воздух	–140,6	3,77	–194,5	–	–
Аммиак	132,4	11,35	–33,4	–77,7	1295
R11 ($CFCl_3$)	198,0	4,34	23,7	–111,0	194
R12 (CF_2Cl_2)	111,8	4,12	–29,8	–155,0	160
R22 (CHF_2Cl)	96,1	4,09	–40,8	–160,0	212
R113 ($C_2F_3Cl_3$)	214,1	3,42	47,6	–36,6	161
R114 ($C_2F_4Cl_2$)	145,8	3,27	3,5	–94,0	141

Окончание табл. 5.1

Рабочее тело	$t_{кр}$, °C	$p_{кр}$, МПа	$t_{нк}$, °C	$t_{тр}$, °C	r, кДж/кг при $t = -10$ °C
R142 ($C_2H_3F_2Cl$)	136,8	4,15	–9,2	–130,8	222
RC318 (C_4F_8)	115,0	2,78	–6,0	–40,2	117
Пропан (C_3H_8)	96,8	4,24	–42,1	–188,0	288
н-бутан (C_4H_{10})	152,0	3,79	–0,5	–138,3	364

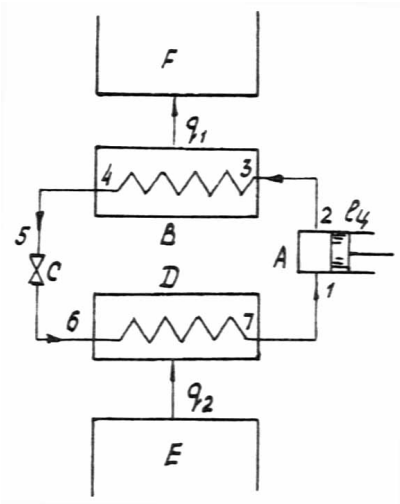


Рис. 5.1. Схема паровой компрессорной холодильной машины с регулирующим вентилем: *A* – компрессор; *B* – конденсатор (охладитель); *E* – тела, подлежащие охлаждению; *F* – среда, воспринимающая теплоту

В этом цикле точка *1* характеризует состояние сухого пара при давлении, поступающем в компрессор. В компрессоре пар адиабатно сжимается до давления *p* (процесс *1–2*). При этом в компрессоре затрачивается работа $l_к$. Точка *2* – состояние перегретого пара.

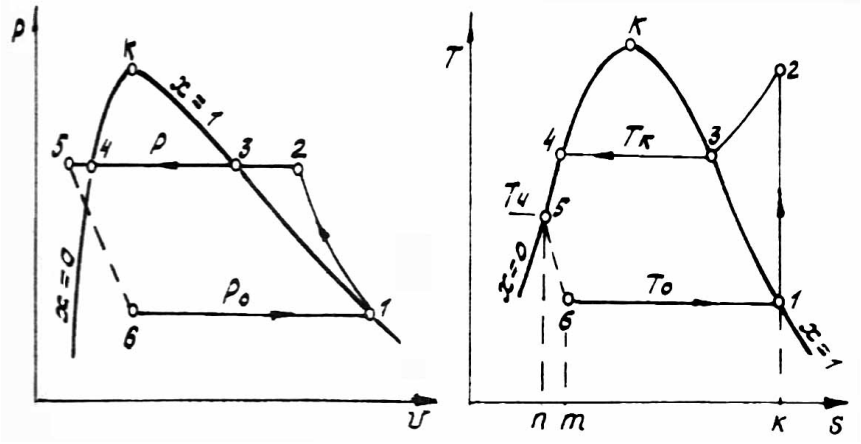


Рис. 5.2. Цикл паровой холодильной машины в диаграммах *pv*, *sT* (обозначения – см. рис. 5.3)

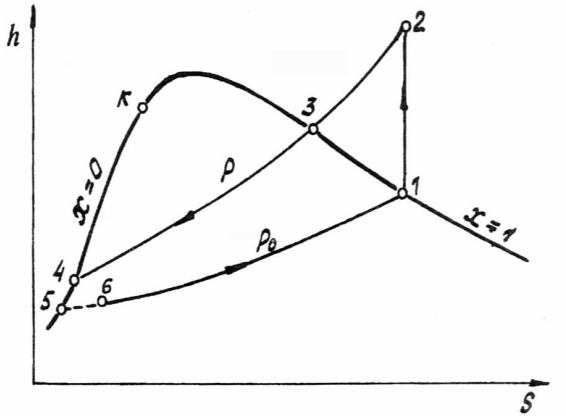


Рис. 5.3. Цикл паровой холодильной машины в диаграмме *hs*:
T_0 – температура насыщения в испарителе при p_0;
$T_к$ – температура конденсации; $T_и$ – температура переохлажденной жидкости перед регулирующим вентилем; T – температура перегретого пара

Из компрессора пар хладагента поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется охлаждающей водой или воздухом вследствие отвода от него теплоты. При охлаждении перегретый пар при p и T сначала в процессе *2–3* превращается в сухой насыщенный пар состояния *3*, а затем конденсируется (изобарный и изотермический процессы *3–4*) и превращается в насыщенную (кипящую) жидкость состояния *4* $(p, T_к)$. При дальнейшем отводе теплоты (изобарный процесс *4–5*) в холодильнике кипящая жидкость переохлаждается до состояния *5* $(p, T_и)$ – состояния ненасыщенной (сжатой) жидкости. Таким образом, в конденсаторе в процессах *2–3*, *3–4* и *4–5* от рабочего тела отводится теплота q_1, которая в диаграмме *sT* измеряется площадью *k–2–3–4–5–n*. Жидкий хладагент поступает в регулирующий вентиль, где происходит его дросселирование, сопровождаемое падением давления и температуры. При этом жидкость (в необратимом процессе *5–6*) частично испаряется и превращается во влажный насыщенный пар состояния *6* (с параметрами p_0, T_0).

Полученный весьма влажный насыщенный пар (степень сухости $x = 0{,}1–0{,}25$) направляется в испаритель, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, он может стать сухим (а иногда и перегретым).

В процессе *6–1* при $p_0 = \text{const}$ и $T_0 = \text{const}$ к рабочему телу подводится теплота. Эта теплота, отводимая от охлаждаемых тел 1 кг рабочего тела, называется удельной холодопроизводительностью и обычно обозначается q_0. После испарителя пар снова поступает в компрессор и цикл повторяется.

Согласно первому началу термодинамики, для обратного цикла работа цикла

$$l_ц = q_1 - q_2,$$

где $q_1 = h_2 - h_5$; $q_2 = h_1 - h_6$; $l_ц = h_2 - h_1$.

Эффективность цикла холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1}.$$

Так как при расширении в дроссельном вентиле полезная работа не производится, то работа цикла равна работе компрессора $l_к$.

Величина холодильного коэффициента зависит от температур кипения и конденсации, свойств рабочего тела и изменяется от 0 до ∞.

Полная холодопроизводительность машины, кВт,

$$Q_0 = M q_0,$$

где M – масса рабочего тела, кг/с; q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Адиабатная мощность компрессора, кВт,

$$N = M l_к,$$

где $l_к$ – работа компрессора, кДж/кг.

Объемная холодопроизводительность q_v, кДж/м^3, численно равна количеству холода, отнесенному к 1 м^3 пара рабочего тела, всасываемого компрессором:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1},$$

где v_1 – удельный объем пара в состоянии *1* (см. рис. 5.2) цикла.

Очевидно, что

$$Q_0 = q_0 V,$$

где V – объем пара, всасываемого компрессором, м^3/с.

Холодопроизводительность холодильной машины уменьшается при понижении температуры кипения рабочего тела в испарителе. Объемная холодопроизводительность q_v значительно уменьшается при понижении температуры испарения, так как удельный объем сухого пара при этом сильно возрастает, а удельная холодопроизводительность q_0 изменяется очень мало. Уменьшение q_v с понижением температуры кипения ведет к уменьшению Q_0.

5.2. Термотрансформаторы (тепловые насосы)

Воздух, вода, газы и жидкости содержат громадные запасы энергии, которую с помощью теплонасосной установки можно передать с низкого температурного уровня на более высокий и использовать, например, для отопления, кондиционирования, нагревания и охлаждения физических тел.

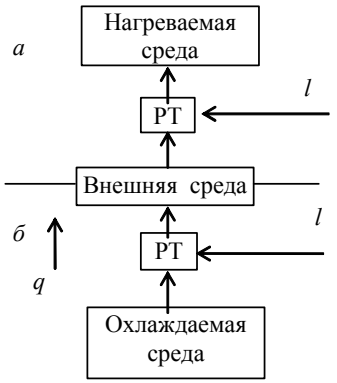


Рис. 5.4. Схема работы: *а* – теплового насоса; *б* – холодильной машины (РТ – рабочее тело)

Схема и цикл теплового насоса и холодильной машины различаются лишь условиями работы: тепловой насос предназначен для нагревания внешней среды, а холодильная машина – для ее охлаждения (рис. 5.4).

Теплонасосная установка (рис. 5.5) включает те же элементы, что и холодильная машина. Для нагревания воды, циркулирующей, например, в отопительных батареях жилых помещений, используется энергия речной воды, передаваемой среде низкокипящим рабочим телом.

Тепловой баланс цикла теплового насоса можно записать в виде уравнения

$$q_1 = q_2 + l_ц,$$

где q_1 – удельная теплота, переданная рабочим телом нагреваемой среде, кДж/кг; q_2 – удельная теплота, переданная от низкотемпературного источника энергии (речной воды, воздуха) рабочему телу, циркулирующему в замкнутой системе компрессор–конденсатор–вентиль–испаритель, кДж/кг; $l_ц$ – работа цикла, равная в установках с дросселированием работе компрессора $l_к$, Дж/кг.

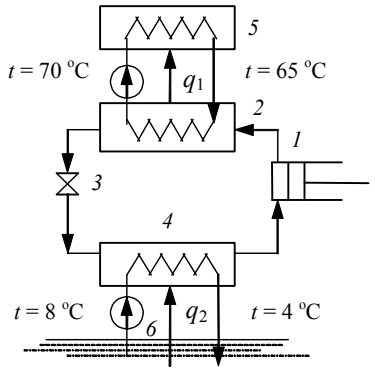


Рис. 5.5. Принципиальная схема теплового насоса:
1 – компрессор; *2* – конденсатор; *3* – дроссельный вентиль; *4* – испаритель; *5* – отапливаемое помещение; *6* – насосы

Эффективность цикла теплового насоса оценивается коэффициентом термотрансформации (отопительным коэффициентом), который равен отношению теплоты, переданной нагреваемой среде, к затраченной в цикле работе:

$$\varphi = \frac{q_1}{l_ц}.$$

Так как q_1 больше $l_ц$ на величину q_2, то $\varphi > 1$.

Связь между отопительным коэффициентом φ и холодильным коэффициентом ε следующая:

$$\varphi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{q_2 + l_ц}{l_ц} = \frac{q_2}{l_ц} + 1 = \varepsilon + 1.$$

Холодильный коэффициент имеет максимальное значение, если теплонасосная установка работает по циклу Карно между температурами T_1 и T_2 $(T_1 > T_2)$.

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Очевидно, что чем меньше $(T_1 - T_2)$, тем больше ε, а следовательно, и φ.

С этой точки зрения применение тепловых насосов экономически выгодно для отопления, технологических нужд, в пищевой промышленности, для опреснения вод, на тепловых электростанциях.

При этом зимой теплонасосную установку следует применять для отопления, а летом – для кондиционирования (охлаждения) воздуха помещения. Рабочие тела тепловых насосов должны быть взрыво- и огнебезопасными, неядовитыми, иметь высокую температуру конденсации и сравнительно низкое давление в конденсаторе, высокий коэффициент отопления по отношению к φ цикла Карно.

К эффективным рабочим телам относятся, например, хладагенты R11, R12, R113, R114, R142, RC318, R124, R125, R134a. Необходимо отметить [1], что хладагенты R11 и R113 следует применять в установках с турбокомпрессорами, так как малая величина объемной холодопроизводительности q_v препятствует их применению в поршневых машинах.

С 1 января 1996 г. производство и применение озоноразрушающих хладагентов R11, R12, R113, R114 запрещено Женевской конвенцией и Монреальским протоколом.

Пример 5.1. Паровая холодильная машина работает по циклу с дросселированием. Температура кипения в испарителе t_0, температура конденсации $t_к$. В компрессор поступает перегретый пар с температурой $t_1 = t_0 + 10$ °С. Рабочее тело перед регулирующим вентилем переохлаждается до $t_и = t_к - 10$ °С.

Определить параметры (*p, v, t, h, s, x*) узловых точек цикла, количество отведенной и подведенной теплоты, работу цикла, адиабатную мощность привода компрессора, холодопроизводительность, холодильный и отопительный коэффициенты и теоретический объем, описываемый поршнем компрессора в 1 с. Рабочее тело – хладагент R12, секундный расход которого *M*.

Изобразить схему установки и цикл в *pv*-, *sT*-, *hs*-и lg *ph*-диаграммах (без масштаба). Параметры узловых точек определить с помощью диаграммы и уточнить по таблицам (или расчетом, когда это потребуется; расчет привести в тексте). Данные о параметрах свести в таблицу, форма которой приведена в табл. 5.2. (Обозначения узловых точек цикла на схеме и диаграммах должны быть согласованы. Рекомендуется первым номером обозначать состояние пара на входе в компрессор.)

Дано: рабочее тело – хладагент R12;

$t_0 = -30$ °С; $t_к = 30$ °С; $t_1 = -20$ °С; $t_и = -30$ °С;

$M = 360$ кг/ч = 0,1 кг/с.

Решение. Схема паровой холодильной машины с дросселированием представлена на рис. 5.1. На рис. 5.2 и 5.3 изображен цикл в *pn*-, *Ts*-, *hs*-и lg *ph*-диаграммах. Результаты расчета сведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Параметры узловых состояний цикла холодильной машины

Номер точки	Параметры рабочего тела						Примечание
	t, °С	*p*, МПа	*v*, м³/кг	*h*, кДж/кг	*s*, кДж/(кг·К)	*x*	
1	–20	0,1006	0,108	544,1	4,5993		Таблица
		0,100	0,10	543	4,600		Диаграмма
2	40	0,7435	0,025	572	4,5993	–	–
		0,740	0,025	572	4,600		
3	30	0,7435	0,02376	564,7	4,5473	1	–
		0,740	0,024	565	4,550		
4	30	0,7435	0,00077	429,1	4,0998	0	–
		0,740	0,0008	429	4,100		
5	20	0,7435	0,00077	419,2	4,0672	–	–
		0,740	0,0008	419,0	4,06		
6	–30	0,1006	0,045	419,2	4,085	0,28	Расчет
		0,100	0,04	419,0	4,08	0,27	Диаграмма
7	–30	0,1006	0,1595	538,3	4,5759	1	Таблица
		0,100	0,15	538	4,58		Диаграмма

Состояние перегретого пара R12 (точка *1*) перед входом в компрессор определяем по таблице перегретого пара и ненасыщенной жидкости по lg *ph*-диаграмме [5, 10, 13] по $t_1 = -20$ °С и $p_0 = 0{,}1513$ МПа (p_0 определяется по t_0 по таблице для состояний насыщения).

Состояние перегретого пара на выходе из компрессора (рис. 5.6, точка *2*) находится на пересечении адиабаты $s_1 = s_2$ и изобары $p_к$, соответствующей температуре конденсации (насыщения) $t_к = 30$ °С.

Параметры сухого насыщенного пара (точка *3*) и кипящей жидкости (точка *4*) определяются с помощью таблиц для состояний насыщения и диаграммы lg *ph* [10]. Точка *5* перед регулирующим вентилем лежит на пересечении изотермы $t_и = 20$ °С с изобарой $p_к$.

Параметры жидкого хладагента в точке *5* (после переохлаждения) приняты приблизительно равными параметрам кипящей жидкости при $t_и = t - 10$ °С, кроме давления.

Давление в точке *5* должно быть такое же, как в точках *2*, *3* и *4*. Точка *6* (состояние влажного насыщенного пара в испарителе) находится из условия равенства $h_5 = h_6$, т. е. на пересечении вертикали (изоэнтальпы), проведен-

ной через точку *5* с изобарой p_0. Степень сухости пара в состоянии *6* можно вычислить из формулы $h_6 = h' + r_0 x$, где энтальпия кипящей жидкости h' и удельная теплота парообразования определяются по термодинамической таблице (по $t_0 = -30$ °С).

$$x = \frac{h_6 - h'}{r_0} = \frac{419{,}2 - 372}{166} \approx 0{,}28.$$

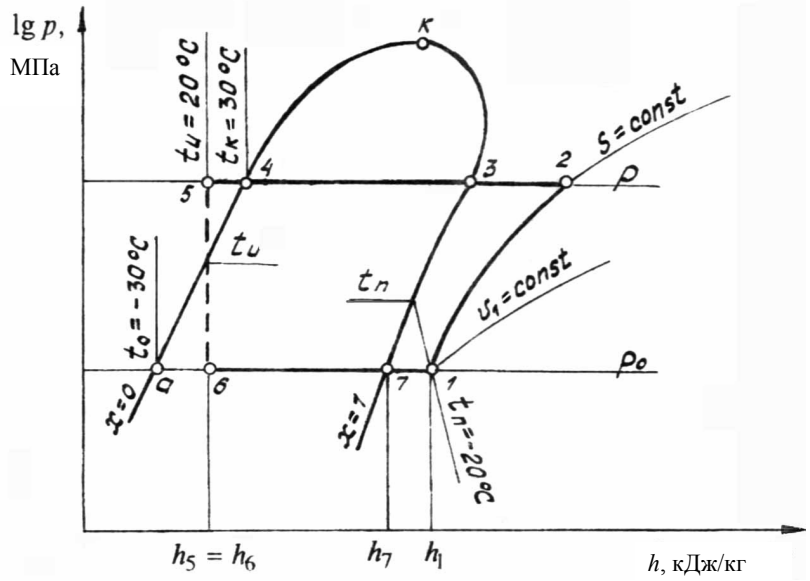


Рис. 5.6. Цикл паровой холодильной машины в lg *ph*-диаграмме

Удельный объем влажного насыщенного пара

$$v_6 = v''\ x + (1 - x)v' = 0{,}1595 \cdot 0{,}28 + (1 - 0{,}28) \cdot 0{,}00067 = 0{,}045.$$

Удельные объемы сухого насыщенного пара v'' и кипящей жидкости v' определяются по t_0.

$$h_5 = h_6 = 419{,}2 \text{ кДж/кг};$$

$$s_x = s' + \frac{rx}{T_0} = 3{,}8932 + \frac{166}{243{,}15} 0{,}28 = 4{,}085 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$T_0 = t_0 + 273{,}15 = -30 + 273{,}15 = 243{,}15 \text{ К}.$$

Точка *7*, соответствующая состоянию сухого насыщенного пара, определяется по таблицам [10].

Теплота, подведенная к 1 кг рабочего тела в испарителе в изобарном процессе *6–1* (удельная холодопроизводительность),

$$q_2(q_0) = h_1 - h_6 = 544{,}1 - 419{,}2 = 124{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Полная холодопроизводительность

$$Q_0 = Mq_0 = 0{,}1 \cdot 124{,}9 = 12{,}49 \text{ кВт}.$$

Теплота, отведенная от 1 кг рабочего тела в конденсаторе в изобарном процессе *2–5*,

$$q_1 = h_2 - h_5 = 572 - 419{,}2 = 152{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла (работа компрессора)

$$l_ц = q_1 - q_2 = 152{,}8 - 124{,}9 = 27{,}9 \text{ кДж/кг}$$

или

$$l_ц\ (l_к) = h_2 - h_1 = 572 - 544{,}1 = 27{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретическая (адиабатная) мощность привода компрессора холодильной машины

$$N = Ml_ц = 0{,}1 \cdot 27{,}9 = 2{,}79 \text{ кВт}.$$

Объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{124{,}9}{0{,}79} = 156 \text{ кДж/м}^3.$$

Теоретический объем, описываемый поршнем компрессора в секунду, $V = Q_0 / q_v = 12{,}49/156 = 0{,}08$ м^3/с.

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_ц} = \frac{124{,}9}{27{,}9} = 4{,}5.$$

Коэффициент термотрансформации (отопительный коэффициент)

$$\varphi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{152{,}8}{27{,}9} = 5{,}5$$

или

$$\varphi = \varepsilon + 1 = 4{,}5 + 1 = 5{,}5.$$

Пример 5.2. Паровая холодильная машина работает по циклу с дросселированием. Температура кипения в испарителе $t_0 = -26$ °С, температура конденсации $t' = 30$ °С. В конденсатор поступает перегретый пар с температурой $t_1 - t_0 + 10$. Рабочее тело перед регулирующим вентилем переохлаждается до $t_5 = t - 10$.

Определить параметры (*p, υ, t, h, s, x*) узловых точек цикла, количество отведенной и подведенной теплоты, работу цикла, адиабатную мощность привода компрессора, холодопроизводительность, холодильный и отопительный коэффициенты и теоретический объем, описываемый поршнем компрессора в 1 с. Рабочее тело – R22, NH_3. Секундный расход *M*, кг/с.

Рассчитать испаритель, конденсатор и компрессор.

Провести сравнительный анализ показателей холодильной машины (рис. 5.7), работающей на разных холодильных агентах при одинаковых параметрах.

Дано:

$t_0 = -30$ °С; $t = 30$ °С; $t_1 = -20$ °С; $t_5 = 20$ °С; $M = 0{,}2$ кг/с.

Найти

(*p, υ, t, h, s, x*) в точках *1–7* (рис. 5.8);

q_0, $q_к$, $l_ц$, N, Q_0, ε.

Изобразить: *pv*-, *sT*-, *hs*- и lg *ph*-диаграммы.

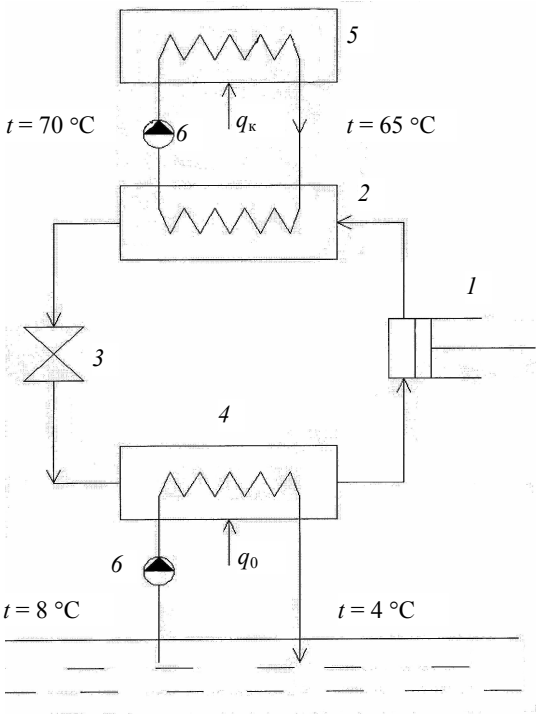


Рис. 5.7. Принципиальная схема теплового насоса:
1 – компрессор; *2* – конденсатор; *3* – дроссельный вентиль;
4 – испаритель; *5* – отапливаемое помещение; *6* – насосы

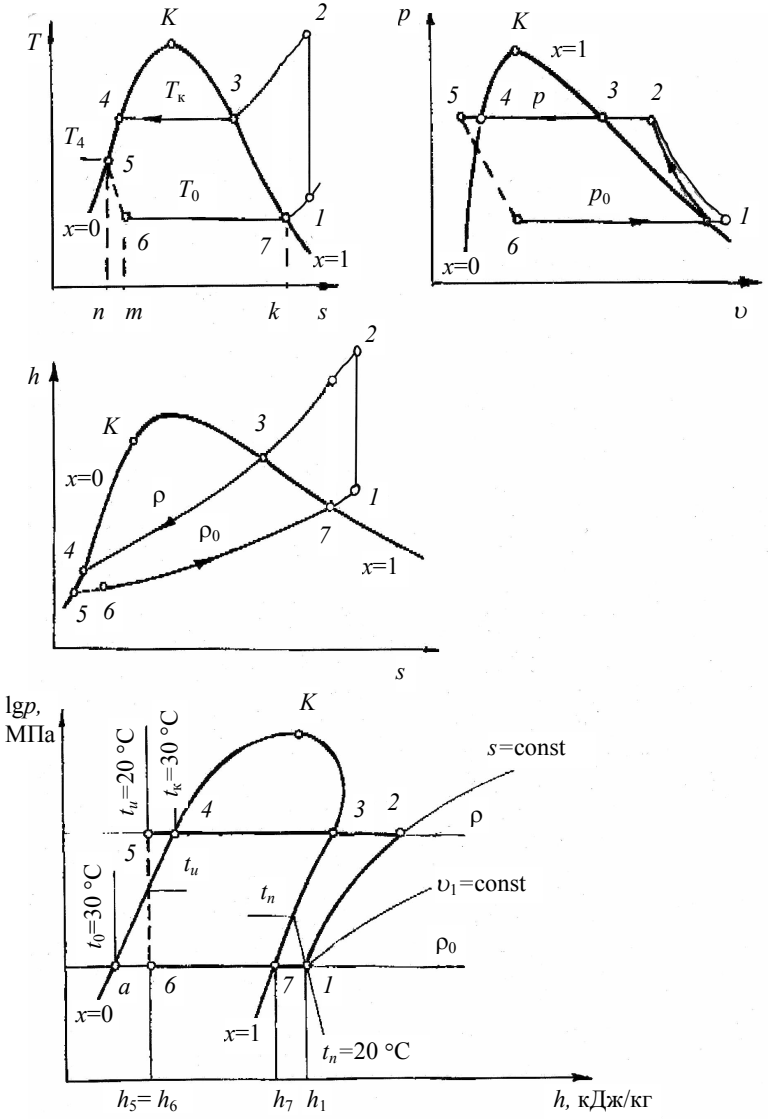


Рис. 5.8. Циклы паровой машины

Расчет цикла паровой машины[1]

Таблица 1

R22

№ точки	Параметры рабочего тела						Примечания
	t, °С	p, МПа	υ, м^3/кг	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	x	
1	– 20	0,16	0,093	397,5	1,78	0	Таблица
2	109,96	1,19	0,023	437,3	1,78	–	То же
3	30	1,19	0,02	414,6	1,71	1	То же
4	30	1,19	0,00085	236,65	1,13	0	То же
5	20	1,19	0,00082	224,07	1,08	–	То же
6	– 30	0,16	0,023	224,07	1,15	0,255	Таблица и расчет
7	– 30	0,16	0,08809	390,95	1,76	1	Таблица

Таблица 2

R717 (NH_3)

№ точки	Параметры рабочего тела						Примечания
	t, °С	p, МПа	υ, м^3/кг	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	x	
1	– 20	0,19	0,62313	14356,5	5,9	0	Таблица
2	109,96	1,17	0,15232	1703,3	5,9	–	То же
3	30	1,17	0,11035	1484,93	5,26	1	То же
4	30	1,17	0,00168	339,04	1,48	0	То же
5	20	1,17	0,00164	292,19	1,32	–	То же
6	– 30	0,19	0,168	292,19	1,58	0,168	Таблица и расчет
7	– 30	0,19	0,59300	1411,92	5,8	1	Таблица

1. Состояние перегретого пара (точка *1*) перед входом в компрессор определяем по таблице перегретого пара и ненасыщенной жидкости при $t_1 = -16$ °С и $p_1 = p_0$. Состояние перегретого пара на выходе из компрессора (точка *2*) находится не пересечении адиабаты $s_1 = s_2$ и изобары p, соответствующей температуре конденсации (насыщения) $t_к = 30$ °С.

[1] Расчет выполнен студентом Д. А. Вершининым.

2. Параметры сухого насыщенного пара (точка *3*) и кипящей жидкости (точка *4*) определяются по таблицам. Точка *5* перед регулирующим вентилем лежит на пересечении изотермы $t_5 = 20$ °С с изобарой p,МПа.

3. Точка *6* (состояние влажного насыщенного пара в испарителе) находим из условия равенства $h_5 = h_6$.

4. Степень сухости пара в точке *6*:

$$\text{R22:}\quad x = \frac{h_6 - h'}{r_0} = \frac{224{,}07 - 166{,}13}{227} = 0{,}255;$$

$$\text{NH}_3\text{:}\quad x = \frac{h_6 - h'}{r_0} = \frac{292{,}19 - 64{,}64}{1357{,}81} = 0{,}168.$$

5. Удельный объем влажного насыщенного пара:

$$\text{R22:}\quad \upsilon_6 = \upsilon'' \cdot (1 - x)\upsilon' = 0{,}0881 \cdot 0{,}255 + (1 - 0{,}255)\,0{,}00072 = 0{,}023;$$

$$\text{NH}_3\text{:}\quad \upsilon_6 = 0{,}593 \cdot 0{,}168 + (1 - 0{,}168)\,0{,}00148 = 0{,}1.$$

6. Удельный объем сухого насыщенного пара υ'' и кипящей жидкости υ' определяется по t_0.

7. Удельная энтальпия в точках *5* и *6* , кДж/кг:

$$\text{R22:}\ h_5 = h_6 = 224{,}07;$$

$$\text{NH}_3\text{:}\ h_5 = h_6 = 292{,}19.$$

8. Удельная энтропия в точках *5* и *6* , кДж/кг:

$$\text{R22:}\quad s_5 = s' + \frac{r \cdot x}{T_0} = 0{,}869 + \frac{227 \cdot 0{,}255}{-30 + 237{,}15} = 1{,}15;$$

$$\text{NH}_3\text{:}\quad s_6 = s' + \frac{r \cdot x}{T_0} = 0{,}477 + \frac{1357{,}81 \cdot 0{,}168}{-30 + 237{,}15} = 1{,}58.$$

9. Точка *7*, соответствующая состоянию сухого насыщенного пара, определяется по таблицам.

10. Теплота, подведенная к 1 кг рабочего тела в испарителе в изобарном процессе *6–1* (удельная холодопроизводительность), кДж/кг:

R22: $q_0 = h_1 - h_6 = 397{,}5 - 224{,}07 = 173{,}43$;

NH_3: $q_0 = h_1 - h_6 = 1436{,}5 - 292{,}19 = 1144{,}31$.

11. Полная холодопроизводительность, кВт:

R22: $Q_0 = q_0 M = 173{,}43 \cdot 0{,}2 = 34{,}68$;

NH_3: $Q_0 = q_0 M = 1144{,}31 \cdot 0{,}2 = 228{,}86$.

12. Теплота, отведенная от 1 кг рабочего тела в конденсаторе в изобарном процессе *2–5*, кДж/кг:

R22: $q_1 = h_2 - h_5 = 437{,}3 - 224{,}07 = 213{,}23$;

NH_3: $q_1 = h_2 - h_5 = 1703{,}3 - 292{,}19 = 1411{,}11$.

13. Работа цикла (работа компрессора), кДж/кг:

R22: $l_ц (l_к) = q_1 - q_0 = 213{,}23 - 173{,}43 = 39{,}8$;

R22: $l_ц (l_к) = h_2 - h_1 = 437{,}3 - 397{,}5 = 39{,}8$;

NH_3: $l_ц (l_к) = q_1 - q_0 = 1411{,}11 - 1144{,}31 = 266{,}8$;

NH_3: $l_ц (l_к) = h_2 - h_1 = 1703{,}3 - 1436{,}5 = 266{,}8$.

14. Теоретическая (адиабатная) мощность привода компрессора холодильной машины, кВт:

R22: $N_a = M \cdot l_к = 0{,}2 \cdot 39{,}8 = 7{,}96$;

NH_3: $N_a = M \cdot l_к = 0{,}2 \cdot 266{,}8 = 53{,}36$.

15. Холодильный коэффициент:

R22: $$\varepsilon = \frac{q_0}{l_ц} = \frac{173{,}43}{39{,}8} = 4{,}36;$$

NH_3: $$\varepsilon = \frac{q_0}{l_ц} = \frac{1144{,}31}{266{,}8} = 4{,}29.$$

16. Коэффициент термотрансформации (отопительный коэффициент):

R22: $$\varphi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{213{,}23}{39{,}8} = 5{,}36;$$

R22: $\varphi = 1 + \varepsilon = 1 + 4{,}36 = 5{,}36$;

NH_3: $$\varphi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{1411{,}11}{266{,}8} = 5{,}29;$$

NH_3: $\varphi = 1 + \varepsilon = 1 + 4{,}29 = 5{,}29$.

Расчет холодильной машины

Расчет компрессора

1. Массовый часовой расход хладагента, кг/ч:

$G = 3600 \cdot M = 3600 \cdot 0{,}2 = 720$.

2. Объемный расход хладагента, м³/ч:

R22: $V_д = G \cdot \upsilon_1 = 720 \cdot 0{,}093 = 66{,}96$;

NH_3: $V_д = G \cdot \upsilon_1 = 720 \cdot 0{,}623 = 448{,}56$.

3. Принимаем относительную величину мертвого пространства $c = 4{,}5$ %.

4. Отношение давлений:

R22: $$G = \frac{p_к}{p_0} = \frac{1{,}19}{0{,}16} = 7{,}44;$$

NH_3: $$G = \frac{p_к}{p_0} = \frac{1{,}17}{0{,}19} = 6{,}16.$$

5. Коэффициент видимых объемных потерь λ_i при депрессии на всасывании $Dp_0 = 0{,}005$ МПа; при депрессии на нагнетании $\Delta p = 0{,}01$ МПа:

$$\text{R22}: \ \lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p}{p_0} - c\left(\frac{p_к - \Delta p}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0}\right) =$$

$$= \frac{0{,}16 - 0{,}005}{0{,}16} - 0{,}045\left(\frac{1{,}19 - 0{,}01}{0{,}16} - \frac{0{,}16 - 0{,}005}{0{,}16}\right) =$$

$$= 0{,}969 - 0{,}045(7{,}38 - 0{,}969) = 0{,}68;$$

$$\text{NH}_3: \ \lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p}{p_0} - c\left(\frac{p_к - \Delta p}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0}\right) =$$

$$= \frac{0{,}19 - 0{,}005}{0{,}19} - 0{,}045\left(\frac{1{,}17 - 0{,}01}{0{,}19} - \frac{0{,}19 - 0{,}005}{0{,}19}\right) =$$

$$= 0{,}974 - 0{,}045(6{,}1 - 0{,}974) = 0{,}74.$$

6. Коэффициент подогрева:

$$\lambda_W = \frac{T_0}{T_к} = \frac{273{,}15 - 30}{273{,}15 + 30} = 0{,}8.$$

7. Коэффициент подачи:

$$\text{R22}: \lambda = \lambda_i \lambda_W = 0{,}68 \cdot 0{,}8 = 0{,}55;$$
$$\text{NH}_3: \lambda = \lambda_i \lambda_W = 0{,}74 \cdot 0{,}8 = 0{,}592.$$

8. Объем, описанный поршнем:

$$\text{R22}: V_h = \frac{V_h'}{\lambda} = \frac{66{,}96}{0{,}55} = 122;$$

$$\text{NH}_3: \ V_h = \frac{V_h}{\lambda} = \frac{448{,}56}{0{,}592} = 757{,}7.$$

9. Адиабатная мощность для выбранного R22: V_h' =150 м³/ч и NH_3: V_h' = 800 м³/ч компрессора :

$$\text{R22}: N_a' = N_a \frac{V_h'}{V_h} = 7{,}96 \frac{150}{103{,}34} = 11{,}55;$$

$$\text{NH}_3: \ N_a' = N_a \frac{V_h'}{V_h} = 53{,}36 \frac{800}{757{,}7} = 56{,}34.$$

10. Адиабатный КПД

$$\eta = \lambda_W + 0{,}0025 t_0 = 0{,}8 - 0{,}0025 \cdot 30 = 0{,}725.$$

11. Индикаторная мощность, кВт

$$\text{R22}: \ N_i' = \frac{N_a}{\eta} = \frac{11{,}55}{0{,}725} = 15{,}9;$$

$$\text{NH}_3: \ N_i' = \frac{N_a}{\eta} = \frac{56{,}34}{0{,}725} = 77{,}7.$$

12. Принимаем удельное давление трения $p_{тр}$ = 0,6 бар и определяем мощность трения, кВт:

$$\text{R22}: N_{тр} = 0{,}0273 \ p_{тр} \cdot V_h' = 0{,}0273 \cdot 0{,}6 \cdot 150 = 2{,}457;$$
$$\text{NH}_3: \text{N}_{тр} = 0{,}0273 \cdot p_{тр} \cdot V_h' = 0{,}0273 \cdot 0{,}6 \cdot 800 = 13{,}1.$$

13. Эффективная мощность, кВт:

$$\text{R22}: N_e = N_i + N_{тр} = 15{,}9 + 2{,}457 = 18{,}36;$$
$$\text{NH}_3: N_e = N_i + N_{тр} = 56{,}34 + 13{,}1 = 69{,}44.$$

14. Объемная холодопроизводительность, кДж/м³:

$$\text{R22}: \ q_υ = \frac{q_0}{υ_1} = \frac{173{,}43}{0{,}093} = 1864{,}84;$$

$$\text{NH}_3: \ q_υ = \frac{q_0}{υ_1} = \frac{1144{,}31}{0{,}093} = 1836{,}4.$$

15. Удельная эффективная холодопроизводительность машины:

$$\text{R22: } K_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{34{,}68}{18{,}36} = 1{,}9;$$

$$\text{NH}_3\text{: } K_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{228{,}86}{69{,}44} = 3{,}3.$$

Расчет конденсатора [29]

Коэффициент, учитывающий влияние режима ψ – 1.

Скорость воды в конденсаторе w – 2 м/с.

Диаметр труб конденсатора d = 25×3 мм.

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубки к воде α_w = 7336 Вт/(м²·К).

Среднее число труб в ряду $n_{ср}$ = 9.

Удельная теплоемкость воды C_w = 4,19 кДж/(кг·К).

Коэффициент, учитывающий влияние пучка $\varepsilon_n = \frac{1}{\sqrt[4]{n_{ср}}} = \frac{1}{\sqrt[4]{9}} = 0{,}577.$

1. Тепловая нагрузка на конденсатор, кВт.

$$\text{R22: } Q_к = Q_0 + N_a' = 34{,}68 + 11{,}55 = 46{,}23;$$
$$\text{NH}_3\text{: } Q_к = Q_0 + N_a' = 228{,}86 + 56{,}34 = 285{,}2.$$

2. Расход воды при t_{w1} = 7 °С, t_{w2} = 14 °С, кг/ч

$$\text{R22: } G_w = 3600\left(\frac{Q_к}{C_w(t_{w2} - t_{w1})}\right) = 3600\left(\frac{46{,}23}{4{,}19(14-7)}\right) = 5674{,}3;$$

$$\text{NH}_3\text{: } G_w = 3600\left(\frac{Q_к}{C_w(t_{w2} - t_{w1})}\right) = 3600\left(\frac{285{,}2}{4{,}19(14-7)}\right) = 35\,005{,}8.$$

3. Среднелогарифмическая разность температур

$$\theta_t = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_к - t_{w1}}{t_к - t_{w2}}\right)} = \frac{14-7}{\ln\left(\frac{30-7}{30-14}\right)} = 19{,}29.$$

4. Средняя температура воды, °С

$$t_{w\text{ср}} = t_к - \theta_t = 30 - 19{,}29 = 10{,}71.$$

5. Средняя температура пленки конденсата, °С

$$t_{a\text{ср}} = \frac{t_к + t_{ст}}{2} = \frac{t_к + 0{,}5(t_к + t_{w\text{ст}})\ t_{ст}}{2} = \frac{30 + 0{,}5\cdot(30 + 10{,}71)}{2} = 25{,}18.$$

6. Удельный тепловой поток со стороны холодильного агента, отнесенный к наружной поверхности, Вт/м².

Свойства хладагентов при $t_к$ = 30 °С

R22:

γ = 1176,5 – удельный все кипящей жидкости, кг/м³;

λ = 0,085 – теплопроводность кипящей жидкости, Вт/(м·К);

r = 177,89 – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

μ = 0,00019 – вязкость, Па · с.

NH_3:

γ = 595,24 – удельный все кипящей жидкости, кг/ м³;

λ = 0,47 – теплопроводность кипящей жидкости, Вт/(м ·К);

r = 1146,12 – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

μ = 0,00014 – вязкость, Па · с.

$$\text{R22: } q_a = 0{,}725\ \varepsilon_n \sqrt[4]{\frac{\gamma^4\lambda^3 r}{\mu d}}\Delta t^{3/4} =$$

$$= 0{,}725\cdot 0{,}577\ \sqrt[4]{\frac{1176{,}5^4\cdot 0{,}085^3\cdot 177{,}89\cdot 10^3}{0{,}00019\cdot 75\cdot 10^{-3}}}\Delta t^{3/4} = 755\Delta t^{3/4};$$

$$NH_3:\ q_a = 0{,}725\ \varepsilon_n \sqrt[4]{\frac{\gamma^4 \lambda^3 r}{\mu d}} \Delta t^{3/4} =$$

$$= 0{,}725 \cdot 0{,}577 \sqrt[4]{\frac{595{,}24^4 \cdot 0{,}47^3 \cdot 1146{,}12 \cdot 10^3}{0{,}00014 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}} \Delta t^{3/4} = 3330 \Delta t^{3/4}.$$

7. Удельный тепловой поток со стороны холодильного агента, отнесенный к внутренней поверхности, Вт/м^2:

$$R22:\ q_{a\,вн} = q_a \frac{d_{нор}}{d_{вн}} = q_a \frac{25}{19} = 755 \frac{25}{19} \Delta t^{3/4} = 993\ \Delta t^{3/4};$$

$$NH_3:\ q_{a\,вн} = q_a \frac{d_{нор}}{d_{вн}} = q_a \frac{25}{19} = 3300 \frac{25}{19} \Delta t^{3/4} = 438\ \Delta t^{3/4}.$$

8. Удельный тепловой поток от воды с учетом загрязнений и сопротивления стенки, Вт/м^2:

$$q_в = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{7336} + 2{,}6 \cdot 10^{-4}} = 2523{,}25\ \Delta t,$$

где $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 2{,}6 \cdot 10^{-4}$ м^2·К/Вт.

9. Теплосъем в конденсаторе, Вт/м^2, определяется совместным решением уравнений

R22: q_F = – уравнения не имеют общего решения.

NH_3: $q_F = 22\ 950$.

10. Теплообменная поверхность конденсатора (по внутреннему диаметру), м^2:

$$R22:\ F_{вн} = \frac{Q_к}{q_F} =;$$

$$NH_3:\ F_{вн} = \frac{Q_к}{q_F} = \frac{285{,}2 \cdot 10^3}{22950} = 912{,}43.$$

11. Коэффициент теплопередачи, Вт/м^2 · К

$$R22:\ k = \frac{q_F}{\theta_F};$$

$$NH_3:\ k = \frac{q_F}{\theta_F} = \frac{22\,950}{19{,}29} = 1189{,}7.$$

Расчет испарителя

Удельная теплоемкость рассола $C_s = 3$ кДж/(кг ·К).

Температура рассола на входе $t_{s1} = -9$ °С.

Температура рассола на выходе $t_{s2} = -11$ °С.

Коэффициент, учитывающий влияние пучка труб при числе рядов 20–50 $\varepsilon_м = 1{,}65$.

Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности труб на теплообмен $k = 1{,}3797$.

1. Весовой расход рассола, кг/ч

$$R22:\ G_s = 3600 \frac{Q_0}{C_s (t_{s2} - t_{s1})} = 3600 \frac{34{,}68}{3(11-9)} = 20\ 808;$$

$$NH_3:\ G_s = 33\,600 \frac{Q_0}{C_s (t_{s2} - t_{s1})} = 3600 \frac{228{,}86}{3(11-9)} = 137\ 316.$$

2. Среднелогарифмическая разность температур

$$\theta_t = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{2{,}3 \cdot \ln\left(\frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}\right)} = \frac{11-9}{2{,}3 \cdot \ln\left(\frac{30-9}{30-11}\right)} = 8{,}69.$$

3. Средняя температура рассола, °С

$$t_{scp} = t_0 - \theta_t = -30 - 8{,}69 = -21{,}31.$$

4. По температуре замерзания рассола ($t = -25$ °С) принимаем концентрацию рассола $C = 25$ %. Плотность рассола при содержании в нем хлористого кальция $\rho = 1200$ кг/м^3, скорость рассола в испарителе $w = 1$ м/с, диаметр труб в испарителе $d = 25$ мм, толщина стенки $\delta = 3$ мм.

5. Коэффициент, учитывающий влияние режима на α_s при Re = 4420, $\psi = 0{,}8$.

6. Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола, Вт/(м^2·К), при В = 765:

$$\alpha_s = 1{,}16 \cdot B\psi \frac{w^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} = 1{,}16 \cdot 765 \cdot 0{,}8 \cdot \frac{1^{0,8}}{0{,}019^{0,2}} = 1568.$$

7. Удельный тепловой поток от воды с учетом загрязнений и сопротивления стенки, Вт/м^2:

$$q_s = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{1668} + 2{,}6 \cdot 10^{-4}} = 1113{,}89\ \Delta t,$$

где $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 2{,}6 \cdot 10^{-4}$ м^2·К/Вт.

8. Коэффициент теплоотдачи от агента, Вт/(м^2·К):

R22: $f(p) = 0{,}14 + 2{,}2 \frac{p_0}{p_{\text{кр}}} = 0{,}14 + 2{,}2 \frac{0{,}19}{4{,}99} = 0{,}224;$

NH_3: $f(p) = 0{,}14 + 2{,}2 \frac{p_0}{p_{\text{кр}}} = 0{,}14 + 2{,}2 \frac{0{,}19}{11{,}32} = 0{,}177.$

R22: $\alpha_s = 550 p_{\text{кр}}^{1/4} T_{\text{кр}}^{-7/8} T^{-1/8} M^{1/8} f(p) \varepsilon_n \varepsilon_{\text{м}} k q^{3/4} =$

$= 550 \cdot \left(4{,}99 \cdot 10^6\right)^{1/4} (369{,}3)^{-7/8} \left(2{,}31 \cdot 10^{10}\right)^{-1/8} \times$

$\times\, 0{,}224 \cdot 0{,}195 \cdot 0{,}577 \cdot 1{,}38 q^{3/4} = 1{,}5 q^{3/4};$

NH_3: $\alpha_s = 550 p_{\text{кр}}^{1/4} T_{\text{кр}}^{-7/8} T^{-1/8} M^{1/8} f(p) \varepsilon_n \varepsilon_{\text{м}} k q^{3/4} =$

$= 550 \cdot \left(11{,}32 \cdot 10^6\right)^{1/4} (405{,}55)^{-7/8} \left(2{,}31 \cdot 10^{10}\right)^{-1/8} \times$

$\times\, 0{,}177 \cdot 0{,}195 \cdot 0{,}577 \cdot 1{,}38 q^{3/4} = 2 q^{3/4}.$

9. Удельный поток от агента к наружной поверхности, Вт/м^2:

R22: $q_{F_{\text{нар}}} = 1{,}5^4 \Delta t^4 = 5{,}1 \Delta t^4;$

NH_3: $q_{F_{\text{нар}}} = 2^4 \Delta t^4 = 16 \Delta t^4.$

10. Удельный поток от агента к внутренней поверхности, Вт/м^2:

R22: $q_{F_{\text{вн}}} = q_{F_{\text{нар}}} \frac{d}{d_{\text{вн}}} = 5{,}1 \Delta t^4 \frac{25}{19} = 6{,}7 \Delta t^4;$

NH_3: $q_{F_{\text{вн}}} = q_{F_{\text{нар}}} \frac{d}{d_{\text{вн}}} = 16 \Delta t^4 \frac{25}{19} = 21{,}1 \Delta t^4.$

11. Теплосъем в конденсаторе, Вт/м^2, определяется совместным решением уравнений

R22: $q_F = 6707;$

NH_3: $q_F = 4583.$

12. Теплообменная поверхность испарителя (по внутреннему диаметру), м^2:

R22: $F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_F} = \frac{34{,}68 \cdot 10^3}{6707} = 5{,}17;$

NH_3: $F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_F} = \frac{228{,}86 \cdot 10^3}{4583} = 49{,}94.$

13. Коэффициент теплопередачи, Вт/м^2:

$$\text{R22: } k = \frac{q_F}{\theta_t} = \frac{6707}{8{,}69} = 771{,}8;$$

$$\text{NH}_3\text{: } k = \frac{q_F}{\theta_t} = \frac{4583}{8{,}69} = 527{,}39.$$

Выводы

В работе рассчитаны два цикла холодильной машины с одинаковыми температурами конденсации и кипения и при одинаковом массовом расходе рабочих тел, работающей на разных хладагентах: R22 и R717 (NH_3).

По результатам расчета можно сделать следующие выводы:

1. Удельная холодопроизводительность R717 примерно в 7 раз больше удельной холодопроизводительности R22, что при заданных условиях позволяет достигнуть большей холодильной мощности.

2. Энергетическая эффективность циклов на R22 и R717 практически одинаковая. Холодильный коэффициент и коэффициент термотрансформации равны соответственно для R22 – 4,36 и 5,36, для R717 – 4,29 и 5,29.

3. Работа компрессора на R717 в 6,7 раз больше работы компрессора на R22, что приводит к увеличению затрачиваемой мощности.

4. Удельные объемные холодопроизводительности компрессора, работающего на R22 и R717, практически равны, однако удельная эффективная холодопроизводительность машины на R717 в 1,7 раза больше, чем на R22.

5. При расчете конденсатора выяснилось, что при данных условиях конденсатор для цикла с R22 рассчитать невозможно, так как уравнения тепловых потоков не имеют общего решения.

6. Удельный тепловой поток в испарителе при работе холодильной машины на R22 больше чем у холодильной машины, работающей на R717. Соответственно площадь теплообменной поверхности испарителя на R717 в 10 раз больше теплообменной поверхности испарителя на R22.

При одинаковых условиях цикла и одинаковом массовом расходе хладагента энергетическая эффективность R22 и R717 практически одинаковая. В цикле на R717 получаемая холодильная мощность в 7 раз больше, чем в цикле на R22, хотя на получение холода затрачивается больше энергии. Так как при данных условиях не удалось подобрать конденсатор для цикла на R22 (уравнения не имеют общего решения), то для данных параметров в качестве теплового насоса подходит R717.

Глава 6. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

6.1. Основные определения

Влажным воздухом называется смесь сухого воздуха и водяного пара. В большинстве случаев пар во влажном воздухе находится в перегретом состоянии и имеет парциальное давление значительно ниже атмосферного. Поэтому к влажному воздуху применимы законы идеальных газов.

Согласно закону Дальтона давление влажного воздуха

$$p = p_{\text{в}} + p_{\text{п}},$$

где $p_{\text{в}}$ и $p_{\text{п}}$ – соответственно парциальное давление сухого воздуха и пара.

Обычно давление влажного воздуха равно атмосферному. Парциальное давление пара во влажном воздухе не может быть выше давления насыщения $p_{\text{н}}$ при данной температуре влажного воздуха ($p_{\text{п}} \le p_{\text{н}}$). Наибольшее значение парциального давления во влажном воздухе $p_{\text{н}}$ определяется только температурой смеси и не зависит от давления смеси p.

Смесь сухого воздуха с перегретым водяным паром называется *ненасыщенным влажным воздухом* ($p_{\text{п}} < p_{\text{н}}$, $\rho_{\text{п}} < \rho''$, где ρ'' – плотность сухого насыщенного пара).

Смесь сухого воздуха с насыщенным водяным паром называется *насыщенным влажным воздухом* ($p_{\text{п}} = p_{\text{н}}$). Водяной пар, находящийся в насыщенном воздухе, может быть сухим ($\rho_{\text{п}} = \rho''$) или влажным ($\rho_{\text{п}} > \rho''$).

Если ненасыщенный влажный воздух охлаждать при постоянном давлении, то при некоторой температуре он станет насыщенным. Эта температура насыщения, при которой парциальное давление содержащегося в воздухе пара становится равным давлению насыщения, называется точкой росы $t_{\text{р}}$. Охлаждение воздуха ниже $t_{\text{р}}$ вызовет конденсацию водяного пара (образуется туман, выпадает роса).

Абсолютная влажность. Масса водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, называется абсолютной, или объемной влажностью. Она обозначается буквой e и измеряется в кг/м^3 или г/м^3. Так как объем водяного пара в смеси равен объему смеси, то абсолютная влажность равна плотности водяного пара $\rho_{\text{п}}$ при парциальном давлении $p_{\text{п}}$.

Из уравнения состояния идеального газа

$$\rho_{\text{п}} = e = \frac{M_{\text{п}}}{M} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}\, T}, \qquad (6.1)$$

где $R_п$ – газовая постоянная водяного пара, Дж/(кг · К); $M_п$ – масса пара, кг; M – масса влажного воздуха, кг; T – термодинамическая (абсолютная) температура влажного воздуха, К.

Относительная влажность. Значение объемной доли пара $r_п = p_п / p$ невелико, поэтому пользуются более удобным понятием: относительной влажностью φ. Относительной влажностью называется отношение абсолютной влажности ненасыщенного воздуха к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре. Для идеального газа при постоянной температуре отношение плотностей равно отношению давлений, следовательно

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho''_н} = \frac{p_п}{p_н}, \qquad (6.2)$$

где $p_п$ и $p_н$ – парциальные давления водяного пара во влажном воздухе и насыщенного пара при температуре влажного воздуха; $\rho''_н$ – плотность сухого насыщенного пара при давлении $p_н$.

Соотношение (6.2) можно получить, если записать уравнения состояния для 1 кг ненасыщенного влажного воздуха и влажного воздуха в состоянии насыщения при T = const:

$$p_п = \rho_п R_п T, \qquad (6.3)$$

$$p_н = \rho''_п R_п T. \qquad (6.4)$$

Разделив уравнение (6.3) на (6.4), получим

$$\frac{p_п}{p_н} = \frac{\rho_п}{\rho''_н} = \varphi \qquad \text{и} \qquad \rho_п = \varphi \rho''_п. \qquad (6.5)$$

Для сухого воздуха давление пара в нем $p_п$ равно 0, поэтому $\varphi = 0$, для насыщенного воздуха $p_п = p_н$ и $\varphi = 1$ (или 100 %).

Влагосодержание. При расчете процессов тепло- и массообмена, протекающих в сушильных установках, системах вентиляции и кондиционирования (от лат. слова *condicio* – условие) воздуха, системах охлаждения электростанций, системах жизнеобеспечения космических летательных аппаратов, наряду с абсолютной и относительной влажностью широко используется понятие влагосодержание.

Влагосодержанием называется массовое количество водяного пара (влаги, льда), приходящееся на 1 кг сухого воздуха:

$$d = \frac{M_п}{M_в} = \frac{\rho_п}{\rho_в}, \qquad (6.6)$$

где d – влагосодержание, кг/кг сухого воздуха или г/кг сухого воздуха; $M_п$ – масса пара (влаги, льда), кг; $M_в$ – масса сухого воздуха, кг; $\rho_п$, $\rho_в$ – парциальные плотности пара и воздуха.

Величина влагосодержания зависит от парциального давления пара и температуры влажного воздуха. Чем выше температура влажного воздуха, тем выше d, так как с ростом температуры увеличивается давление насыщенного пара.

Установим взаимосвязь между влагосодержанием d, относительной влажностью φ и парциальным давлением пара $p_п$.

Уравнения состояния идеального газа для пара

$$p_п V = M_п R_п T \qquad (6.7)$$

и для сухого воздуха

$$p_в V = M_в R_в T, \qquad (6.8)$$

где V – объем влажного воздуха, м^3; $R_п$, $R_в$ – газовые постоянные водяного пара и сухого воздуха, Дж/(кг · К); T – температура влажного воздуха, К.

Поделив уравнение (6.7) на выражение (6.8) и имея в виду, что $R_п = 8314{,}4/\mu_п = 8314{,}4/18{,}016 = 461$ Дж/(кг · К) и $R_в = 8314{,}4/\mu_в = 8314{,}4/28{,}96 = 287$ Дж/(кг · К), получим

$$d = \frac{M_п}{M_в} = \frac{p_п R_в}{p_в R_п} = 0{,}622 \frac{p_п}{p_в} \qquad (6.9)$$

или

$$d = 0{,}622 \frac{p_п}{p - p_п}, \qquad (6.10)$$

где p – давление влажного (атмосферного) воздуха; $p - p_п = p_в$ – парциальное давление сухого воздуха.

Для сухого воздуха $p_п = 0$ и $d_п = 0$; для чистого пара $p_п = p$ и $d_п = \infty$.

Если парциальное давление пара равно абсолютному давлению насыщения $p_н$ при данной температуре, то соответствующее максимальное (воздух насыщен водяным паром) количество водяного пара в воздухе определится по уравнению

$$d_н = 0{,}622 \frac{p_н}{p - p_н}. \qquad (6.11)$$

С учетом (6.5) уравнение (6.10) можно записать

$$d = 0{,}622\frac{\varphi p_{н}}{p - \varphi p_{н}}. \qquad (6.12)$$

Вышеприведенные уравнения справедливы, если влага во влажном паре содержится в виде пара.

Мольная масса влажного воздуха определяется по уравнению, справедливому для смеси идеальных газов:

$$\mu = r_{п}\mu_{п} + r_{в}\mu_{в}, \qquad (6.13)$$

где объемная доля пара $r_{п} = p_{п}/p$, а объемная доля сухого воздуха $r_{в} = p_{в}/p = (p - p_{п})/p$.

Масса киломоля пара $\mu_{п} = 18{,}016$ кг/кмоль, а масса киломоля сухого воздуха $\mu_{в} = 28{,}96$ кг/кмоль.

Подставив значения r и μ для пара и воздуха в уравнение (6.13) и имея в виду, что $p_{п} = \varphi p_{н}$, получим выражение для мольной массы влажного воздуха в следующем виде:

$$\mu = 28{,}96\frac{p - p_{п}}{p} + 18{,}016\frac{p_{п}}{p} = 28{,}96 - 10{,}94\frac{p_{п}}{p} \qquad (6.14)$$

или

$$\mu = 28{,}96 - 10{,}94\varphi\frac{p_{п}}{p}. \qquad (6.15)$$

Газовая постоянная влажного воздуха рассчитывается по формуле

$$R = \frac{8314{,}3}{\mu}$$

или с учетом уравнения (6.15)

$$R = \frac{8314{,}3}{28{,}96 - 10{,}94\varphi\dfrac{p_{п}}{p}}. \qquad (6.16)$$

Если задан массовый состав влажного воздуха, то его газовая постоянная

$$R = m_{в}R_{в} + m_{п}R_{п}, \qquad (6.17)$$

где $m_{в}$ и $m_{п}$ – массовые доли (концентрации) сухого воздуха и водяного пара

$$m_{в} = \frac{M_{в}}{M} = \frac{M}{M_{в} + M_{п}}; \qquad (6.18)$$

$$m_{п} = \frac{M}{M_{в} + M_{п}}. \qquad (6.19)$$

Установим связь между массовыми концентрациями и влагосодержанием. Для этого разделим числитель и знаменатель уравнений (6.18) и (6.19) на $M_{в}$. Тогда

$$m_{в} = \frac{M_{в}/M_{в}}{M_{в}/M_{в} + M_{п}/M_{в}} = \frac{1}{1 + d_{п}}; \qquad (6.20)$$

$$m_{п} = \frac{M_{п}/M_{в}}{M_{в}/M_{в} + M_{п}/M_{в}} = \frac{d_{п}}{1 + d_{п}}. \qquad (6.21)$$

Подставляя выражения для $m_{в}$ и $m_{п}$ в уравнение (6.17), получим формулу для определения газовой постоянной влажного воздуха с учетом его влагосодержания

$$R = \frac{R_{в} + R_{п}d}{1 + d} = \frac{287{,}0 + 461{,}43d}{1 + d}, \qquad (6.22)$$

где $R_{в} = 287{,}0$ Дж/(кг · К) и $R_{п} = 461{,}43$ Дж/(кг · К) – газовые постоянные сухого воздуха и водяного пара.

Уравнение состояния влажного воздуха. При атмосферном давлении влажный воздух можно считать смесью идеальных газов, для которой справедливы уравнения состояния идеального газа. Тогда с учетом уравнения (6.14) уравнение состояния влажного воздуха можно записать

$$pv = \frac{8314{,}3T}{28{,}96 - 10{,}94p_{п}/p}, \qquad (6.23)$$

откуда плотность влажного воздуха

$$\rho = \frac{28{,}96p - 10{,}94p_{п}}{8314{,}3T}. \qquad (6.24)$$

В уравнении состояния плотность выражена в кг/м^3, удельный объем – в м^3/кг, давление влажного воздуха и парциальное давление водяного пара – в Н/м^2, универсальная газовая постоянная – в Дж/(кмоль · К), абсолютная температура – в К.

Из формулы (6.24) видно, что с увеличением парциального давления и влажности воздуха плотность влажного воздуха уменьшается. Поэтому влажный воздух всегда легче, чем сухой.

*Энтальпия влажного воздуха***.** Энтальпию влажного воздуха обычно относят к 1 кг сухого воздуха (количество которого, например, в процессе сушки не меняется), т. е. к (1 + *d*) кг влажного воздуха (количество которого увеличивается вследствие испарения влаги при сушке).

Согласно свойству аддитивности, удельная энтальпия влажного пара

$$h = h_{\text{в}} + h_{\text{п}} d\,, \tag{6.25}$$

где $h_{\text{в}}$ – энтальпия сухого воздуха, кДж/кг; $h_{\text{п}}$ – энтальпия водяного пара, кДж/кг; d – влагосодержание, кг/кг сухого воздуха.

Произведение $h_{\text{п}} d$ представляет собой энтальпию водяного пара, содержащегося в паровоздушной смеси и отнесенную к 1 кг сухого воздуха.

При определении энтальпии смеси выбирают одно и то же начало отсчета воздуха и пара. Обычно за начало отсчета энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара принимают состояние при температуре $t = 0$ °С. Считая сухой воздух идеальным газом и его изобарную теплоемкость постоянной [$c_{p\text{в}} = 1$ кДж/(кг · К)], можно записать уравнение для энтальпии сухого воздуха при любом (малом) давлении и температуре t в следующем виде:

$$h_{\text{в}} - 0 = c_{p\text{в}}\,(t - 0), \quad \text{или} \qquad h_{\text{в}} \approx c_{p\text{в}}\, t\,. \tag{6.26}$$

Отсчет энтальпии водяного пара производится от состояния кипящей (насыщенной) жидкости при $t = 0$ °С и давлении насыщения, соответствующем температуре $t_{\text{н}} = 0$ °С и равном $p_0 = 610{,}8$ Па. Энтальпия пара при давлении p_0 и температуре t

$$h_{\text{п}p0} = r_0 + c_{p\text{п}}\, t\,, \tag{6.27}$$

где r_0 – удельная теплота парообразования при температуре насыщения $t_0 = 0$ °С и соответствующем ей давлении насыщения p_0, $r_0 = 2501$ кДж/кг; $c_{p\text{п}}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость водяного пара в интервале температур от 0 °С до t, кДж/(кг · К).

При атмосферном давлении водяной пар по свойствам близок к идеальному газу, теплоемкость которого зависит только от температуры. Для малого интервала температур, используемых в системах кондиционирования воздуха, отопления и вентиляции, можно принять $c_{p\text{п}} = 1{,}89$ кДж/(кг · К). Таким образом, энтальпия пара

$$h_{\text{п}} = 2501 + 1{,}89t\,, \tag{6.28}$$

а энтальпия влажного воздуха с учетом уравнения (6.25)

$$h = c_{p\text{в}}\, t + (r_0 + c_{p\text{п}}\, t)d \approx t + (2501 + 1{,}89t)d\,. \tag{6.29}$$

Зависимость энтальпии влажного воздуха от относительной влажности (степени насыщения) можно установить, если подставить значение влагосодержания d из уравнения (6.12) в выражение (6.29). Тогда

$$h = \frac{t + (1555 + 1.2t)\,\varphi\, p_{\text{н}}}{p - \varphi\, p_{\text{н}}}\,. \tag{6.30}$$

В изобарных процессах (например, нагревание влажного воздуха в калорифере) количество теплоты определяется по разности энтальпий до и после нагревания. При этом, так как состав смеси не меняется, а следовательно, не изменяется и газовая постоянная, остаются постоянными и парциальные давления. Не изменяются также абсолютная влажность и влагосодержание. Относительная влажность уменьшается, так как с повышением температуры увеличивается соответствующее ей давление насыщения. Охлаждая насыщенный воздух можно довести его до полного насыщения ($p_{\text{п}} = p_{\text{н}}$ и $\varphi = 100$ %), т. е. до *точки росы*.

Если во влажном воздухе кроме водяного пара содержится вода (туман) и лед (снег), то уравнение для энтальпии влажного воздуха можно записать в виде

$$h = h_{\text{в}} + h_{\text{п}} d_{\text{п}} + h_{\text{ж}} d_{\text{ж}} + h_{\text{л}} d_{\text{л}}\,, \tag{6.31}$$

где $h_{\text{ж}} = c_{\text{ж}} t$; $h_{\text{л}} = r_{\text{п л}}\, c_{\text{л}} t$ – энтальпии воды и льда, отнесенные к 1 кг воды и льда соответственно; $h_{\text{ж}} d_{\text{ж}}$ и $h_{\text{л}} d_{\text{л}}$ – энтальпии воды и льда во влажном воздухе, отнесенные к 1 кг сухого воздуха; $d_{\text{ж}}$ и $d_{\text{л}}$ – содержание жидкости (воды) и льда (снега) во влажном воздухе.

Теплоемкость жидкости (воды) в интервале температур от 0 до 100 °С можно принять постоянной и равной 4,19 кДж/(кг · К). Тогда энтальпия жидкости определится из соотношения $h_{\text{ж}} = 4{,}19\, t$. Энтальпия льда ниже энтальпии воды при $t = 0$ °С на величину теплоты плавления льда $r_{\text{пл}} = -335$ кДж/кг. При $t < 0$ к этой величине добавляется теплота переохлаждения льда $c_{\text{л}} t$. Если принять теплоемкость льда равной 2,1 кДж/(кг · К), то энтальпия льда $h_{\text{л}} = -335 + 2{,}1\, t$.

Таким образом, формулу (6.31) можно записать в виде

$$h = c_{p\text{в}} t + (r_0 + c_{p\text{п}} t)\, d_{\text{п}} + c_{\text{ж}} t d_{\text{ж}} + (r_{\text{пл}} + c_{\text{л}} t)\, d \tag{6.32}$$

или с учетом численных значений

$$h = t + (2501 + 1{,}89t)\, d_{\text{п}} + 4{,}19 t d_{\text{ж}} + (-335 + 2{,}1t)\, d_{\text{л}}\,.$$

При наличии воды или льда влагосодержание $d = d_{\text{н}}$.

По приведенным выше уравнениям рассчитываются параметры влажного воздуха при любой температуре и относительной влажности (степени насыщения) и составляются таблицы, в которых приводятся значения парциального давления, энтальпии и влагосодержания насыщенного воздуха. При вычислении параметров должно быть известно давление влажного воздуха. Составлены таблицы для влажного воздуха при давлениях 760, 750, 745, 735 мм рт. ст.

hd-диаграмма влажного воздуха. Данная диаграмма широко применяется при определении параметров влажного воздуха и расчете процессов тепломассообмена, протекающих в системах кондиционирования воздуха, вентиляции, отопления и сушильных установок. Эта диаграмма впервые была составлена в 1918 году проф. Л. К. Рамзиным.

В *hd*-диаграмме осью ординат является удельная энтальпия h (кДж/кг), а осью абсцисс – влагосодержание d (г/кг сухого воздуха).

Диаграмма строится для определенного атмосферного давления, например, для среднего давления p = 99,3 кПа. Для увеличения области ненасыщенного воздуха (а следовательно, и площади выше $\varphi = 1$) координатные оси проведены под углом 135°. Для удобства значения d снесены на горизонтальную ось, проходящую под углом 90° к оси энтальпии.

За начало отсчета энтальпий принято состояние $t = 0$ °С, в котором $d = 0$ и, следовательно, $h = 0$ кДж/кг. На *hd*-диаграмме имеются линии t = const, d = const, h = const, φ = const, парциальных давлений $p_{\text{п}} = f(d)$. Значения $p_{\text{п}}$ отложены на вспомогательной оси с правой стороны диаграммы.

На некоторых диаграммах наносится температура мокрого термометра и тепловлажностное отношение

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1},$$

выражающее количество удельной теплоты, полученной или отданной воздухом, к изменению количества влаги, например, в процессе сушки строительных материалов.

Изобарный процесс на диаграмме – процесс нагревания атмосферного воздуха в калорифере при d = const, где его температура повышается от t_1 до t_2, а относительная влажность уменьшается от φ_1 до φ_2. Количество теплоты, идущей на нагревание 1 кг сухого воздуха в процессах при p = const, равно разности энтальпий $h_2 - h_1$. После калорифера подогретый воздух поступает в сушильную камеру, где за счет теплоты, отдаваемой воздухом, вода испаряется из высушиваемого материала, а воздух увлажняется.

Процесс сушки идет при постоянной энтальпии h, так как теплота (энтальпия при $h_1 = 0$), затраченная на испарение воды, возвратится воздуху вместе с испарившейся влагой.

Любое состояние на диаграмме соответствует точке росы $t_{\text{р}}$ при $\varphi = 1$. Очевидно, что вести процесс сушки ниже $t_{\text{р}}$ нельзя, ибо при дальнейшем охлаждении пар будет конденсироваться и вода будет возвращаться материалу.

Разность влагосодержаний равна количеству влаги, выпаренной в сушилке 1 кг сухого воздуха.

Температура точки росы измеряется гигрометром, а относительная влажность – психрометром, состоящим из двух одинаковых термометров – сухого и мокрого. Шарик со ртутью влажного термометра обернут влажной тканью и непрерывно обдувается воздухом. Тепло- и массообмен, обусловленный разностями температур и парциальных давлений пара у поверхности воды и в воздухе, обеспечивает достижение установившейся температуры жидкости, называемой *температурой мокрого термометра*. При испарении влаги с поверхности шарика он охлаждается, поэтому температура, измеренная мокрым термометром ниже, чем измеренная сухим. По показаниям психрометра по *hd*-диаграмме можно определить относительную влажность и влагосодержание (по пересечению изотерм сухого и мокрого термометров).

ПРИМЕРЫ

1. Определить абсолютное давление p в паровом котле, если манометр показывает $P_{изб} = 1{,}3$ МПа, а атмосферное давление по ртутному барометру $B = 0{,}1$ МПа при температуре $t = 0$ °С:

$$p = P_{изб} + B = 1{,}3 + 0{,}1 = 1{,}4 \text{ МПа}.$$

2. Определить плотность и удельный объем кислорода при нормальных физических условиях ($T = 273{,}15$ и $p = 0{,}101325$ МПа).

Плотность из уравнения состояния для 1 кг газа

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{0{,}101325 \cdot 10^6}{259{,}8 \cdot 273{,}15} = 1{,}429 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный объем

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{259{,}8 \cdot 273{,}15}{0{,}101325 \cdot 10^6} = 0{,}700 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Определить массу воздуха в баллоне емкостью 300 л при давлении 15 МПа и температуре 20 °С:

$$M = \frac{pv}{RT} = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{287 \cdot (273{,}15 + 20)} = 53{,}6 \text{ кг}.$$

4. Сухой воздух состоит в основном из 79 % азота и 21 % кислорода (по объему). Определить среднюю молекулярную массу, газовую постоянную, удельный объем, плотность смеси и парциальные давления азота и кислорода при давлении воздуха 1 бар и температуре 22 °С.

Масса киломоля

$$\mu = \mu_{N_2} r_{N_2} + \mu_{O_2} r_{O_2} = 28 \cdot 0{,}79 + 32 \cdot 0{,}21 = 28{,}96 \text{ кг/кмоль}.$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{8314{,}3}{\mu} = \frac{8314{,}3}{28{,}96} = 287 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Удельный объем

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{287 \cdot 295{,}15}{1 \cdot 10^5} = 0{,}85 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Плотность воздуха

$$\rho = 1/v = 1/0{,}85 = 1{,}18 \text{ кг/м}^3.$$

Парциальные давления азота и кислорода

$$p_{N_2} = p r_{N_2} = 1 \cdot 0{,}79 \text{ бар}; \quad p_{O_2} = p r_{O_2} = 1 \cdot 0{,}21 = 0{,}21 \text{ бар}.$$

5. Дано: $r_{(O_2)} = 60$ %, $r_{(N_2)} = 10$ %, $r_{(CH_4)} = 10$%, $r_{(C_4H_{10})} = 20$ %, $c = \text{const}$, $p = 0{,}101325$ МПа, $T = 273{,}15$ К.

По объемному составу смеси определить кажущуюся молекулярную массу, массовый состав, газовую постоянную, плотность, удельный объем, парциальное давление компонентов и постоянную теплоемкость смеси при нормальных физических условиях.

Кажущаяся молекулярная масса киломоля смеси

$$\mu = \sum \mu_i r_i = 32 \cdot 0{,}6 + 28{,}026 \cdot 0{,}1 + 58{,}124 \cdot 0{,}2 = 35{,}2306 \text{ кг/кмоль}.$$

Массовая доля кислорода

$$m_{O_2} = \frac{r_{O_2} \ M_{O_2}}{\sum r_i \ \mu_i} = \frac{0{,}6 \cdot 32}{35{,}2306} = 0{,}54498.$$

Массовая доля азота

$$m_{N_2} = \frac{r_{N_2} \ M_{N_2}}{\sum r_i \ \mu_i} = \frac{0{,}1 \cdot 28{,}026}{35{,}2306} = 0{,}0796.$$

Массовая доля метана

$$m_{CH_4} = \frac{r_{CH_4} \ M_{CH_4}}{\sum r_i \ \mu_i} = \frac{0{,}1 \cdot 16{,}032}{35{,}2306} = 0{,}0455.$$

Массовая доля бутана

$$m_{C_4H_{10}} = \frac{r_{C_4H_{10}} \ M_{C_4H_{10}}}{\sum r_i \ \mu_i} = \frac{0{,}2 \cdot 58{,}124}{35{,}2306} = 0{,}32996.$$

Проверка: $0{,}54498 + 0{,}0796 + 0{,}0455 + 0{,}32996 = 1$.

Газовая постоянная кислорода

$$R_{O_2} = \frac{8314}{\mu_{O_2}} = \frac{8314}{32} = 259{,}81 \text{ Дж(кг} \cdot \text{К)}.$$

Аналогично газовые постоянные азота, метана, бутана будут равны $R_{N_2} = 296{,}65$ Дж(кг · К); $R_{CH_4} = 518{,}59$ Дж(кг · К); $R_{C_4H_{10}} = 143{,}04$ Дж(кг · К).

Газовая постоянная смеси

$$R = \sum m_i R_i = 0{,}54498 \cdot 259{,}81 + 0{,}0796 \cdot 296{,}65 + 0{,}0455 \cdot 518{,}59 +$$
$$+ 0{,}32996 \cdot 143{,}04 = 235{,}998 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Плотность смеси

$$\rho = \frac{1}{\sum(M_i/\rho_i)} = 1/((0{,}54498/1{,}429) + (0{,}0796/1{,}251)) =$$

$$= (0{,}0455/0{,}717) + (0{,}32996/2{,}595)) = 1{,}57 \text{ кг/м}^3.$$

Проверка: $\rho = p/RT = 101\,325/(235{,}998 \cdot 273{,}15) = 1{,}57$ кг/м^3.

Удельный объем смеси $v = 1/\rho = 1/1{,}57 = 0{,}637$ м^3/кг.

Вычисление парциальных давлений компонентов смеси $p_i = r_i p$.

$p_{O_2} = 0{,}6 \cdot 101\,325 = 60\,795{,}0$ Па; $p_{N_2} = 0{,}1 \cdot 101\,325 = 10\,132{,}5$ Па;

$p_{CH_4} = 0{,}1 \cdot 101\,325 = 10\,132{,}5$ Па; $p_{C_4H_{10}} = 0{,}2 \cdot 101\,325 = 20\,265{,}0$ Па.

Массовая теплоемкость при постоянном объеме и постоянном давлении

$$c_v = \mu c_v/\mu = 29{,}3/35{,}2306 = 0{,}832 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$c_p = \mu c_p/\mu = 37{,}7/35{,}2306 = 1{,}07 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)},$$

где $\mu c_v = 29{,}3$ кДж/(кмоль · K); $\mu c_p = 37{,}7$ кДж/(кмоль · K).

Объемная теплоемкость при постоянном объеме и постоянном давлении

$$c'_v = \mu c_v/22{,}41 = 29{,}3/22{,}41 = 1{,}307 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$c'_p = \mu c_p/22{,}41 = 37{,}7/22{,}41 = 1{,}682 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

6. Кислород, имеющий начальные параметры $p_1 = 15$ МПа и $T_1 = 300$ K, нагревается в закрытом сосуде объемом $V = 400$ л до температуры $T_2 = 373{,}15$ K.

Определить массу кислорода, конечное давление и количество подведенной теплоты. Изобразить процесс на pV- и sT-диаграммах (рис. 6.1).

Масса кислорода

$$M = \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 0{,}4}{259{,}8 \cdot 300} = 77 \text{ кг}.$$

Конечное давление

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 15 \frac{373{,}15}{300} = 18{,}67 \text{ МПа}.$$

Количество теплоты

$$Q_{1-2} = M(c_{vm_2} t_2 - c_{vm_1} t_1) = 77(0{,}6632 \cdot 100 - 0{,}6571 \cdot 27) = 375 \text{ кДж}.$$

Средние изохорные теплоемкости c_{vm_1} и c_{vm_2} найдены по таблицам теплоемкостей (см. приложение) по t_1 и t_2 соответственно.

7. 8 м^3 азота и 2 м^3 кислорода нагревают при постоянном давлении $p = 0{,}1$ МПа от состояния с температурой $t_1 = 0$ °C до состояния с температурой $t_2 = 70$ °C. Определить количество теплоты, работу, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии. Результаты расчета проверить по первому закону термодинамики. Изобразить процесс в pV- и sT-диаграммах.

Количество подведенной теплоты

$$Q_{1-2} = M\ c_p\ (T_2 - T_1) = 12{,}68 \cdot 1{,}017(343{,}15 - 273{,}15) = 902{,}69 \text{ кг}.$$

Масса смеси из уравнения состояния $p_1 V_1 = MRT_1$

$$M = 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 10/(28 \cdot 273{,}15) = 12{,}68 \text{ кг}.$$

Объем смеси

$$V_1 = V_{N_2} + V_{O_2} = 2 = 8 + 2 = 10 \text{ м}^3.$$

Газовая постоянная смеси

$$R = 8314{,}3/\mu = 8314{,}3/28{,}8 = 28{,}8 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Объемные доли азота и кислорода

$$r_{N_2} = V_{N_2}/V_1 = 8/10 = 0{,}8; \quad r_{O_2} = V_{O_2}/V_1 == 2/10 = 0{,}2.$$

Масса киломоля смеси

$$\mu = \sum \mu_i r_i = 28 \cdot 0{,}8 + 32 \cdot 0{,}2 = 28{,}8 \text{ кг/кмоль}.$$

Начальная и конечная температуры

$$T_1 = t_1 + 273{,}15 = 0 + 273{,}15 = 273{,}15 \text{ K};$$

$$T_2 = t_2 + 273{,}15 = 70 + 273{,}15 = 343{,}15 \text{ K}.$$

Постоянная массовая изобарная теплоемкость смеси определяется по формуле

$$c_p = \mu c_p/\mu = 29{,}3/28{,}8 = 1{,}017 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Здесь $\mu c_p = 29{,}3$ кДж/(кг · K) взята для двухатомного газа.

Работа процесса

$$L_{1-2} = p(V_2 - V_1) = 0{,}1 \cdot 10^6(12{,}56 - 10) = 2{,}56 \cdot 10^5 \text{ Дж} = 256 \text{ кДж}.$$

Объем в конце процесса

$$V_1/V_2 = T_1/T_2, \quad V_2 = V_1 T_2/T_1 = 10 \cdot 343{,}15/273{,}15 = 12{,}56 \text{ м}^3.$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Mc_v(T_2 - T_1) = 12{,}68 \cdot 0{,}732(343{,}15 - 273{,}15) = 644{,}4 \text{ кДж}.$$

Изохорная массовая теплоемкость смеси

$$c_v = \mu c_v/\mu = 20{,}9/\mu = 20{,}9/28{,}8 = 0{,}732 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Проверка по первому закону термодинамики

$$Q_{1-2} = U_2 - U_1 + L_{1-2}; \quad 902{,}69 = 644{,}4 + 256 = 900{,}4.$$

Относительная погрешность

$$\varepsilon = ((902{,}69 - 900{,}4)/902{,}69) \cdot 100 = 0{,}25\ \%.$$

Изменение энтальпии в процессе с постоянным давлением

$$H_2 - H_1 = Q_{1-2} = \Delta U + (p_2V_2 - p_1V_1) =$$
$$= 900{,}04 + (0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 12{,}56 - 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 10) = 900{,}4 \text{ кДж}.$$

Изменение энтропии

$$\Delta S = S_2 - S_1 = Mc_p \ln(T_2/T_1) =$$
$$= 12{,}68 \cdot 1{,}017 \cdot \ln(343{,}15/273{,}15) = 2{,}94 \text{ кДж/К}.$$

а *б*

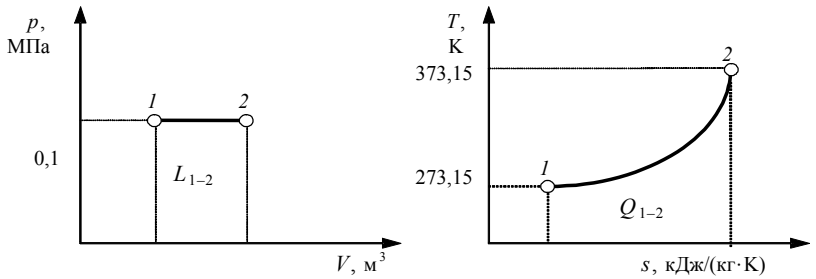


Рис. 6.1. Изобарный процесс в рабочей (*а*) и тепловой (*б*) диаграммах

8. 1 кг воздуха, имеющий давление $p_1 = 10$ бар и температуру $T_1 = 300$ K, расширяется до давления $p_2 = 1$ бар. Определить начальные и конечные параметры, работу, количество теплоты, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии, если расширение происходит: а) изотермически; б) адиабатно; в) политропно с показателем $n = 1{,}2$. Теплоемкость воздуха считать постоянной.

Изотермическое расширение воздуха

Начальный удельный объем

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 300}{10 \cdot 10^5} = 0{,}086 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Конечный объем

$$v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2} = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 0{,}086}{1 \cdot 10^5} = 0{,}86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Работа процесса

$$l_{1-2} = 2{,}303RT \lg \frac{p_1}{p_2} = 2{,}303 \cdot 287 \cdot 300 \cdot 1 = 198 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Теплота процесса

$$q_{1-2} = l_{1-2} = 198 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}.$$

Изменение внутренней энергии

$$u_2 - u_1 = 0.$$

Изменение энтальпии

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (p_2 v_2 - p_1 v_1) = 0.$$

Изменение энтропии

$$s_2 - s_1 = \frac{q_{1-2}}{T} = \frac{197{,}6 \cdot 10^3}{300} = 0{,}660 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Адиабатное расширение воздуха

Начальный удельный объем

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 300}{10 \cdot 10^5} = 0{,}086 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Показатель адиабаты

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{7}{5} = 1{,}4.$$

Конечная температура

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \left(\frac{1}{10} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 155 \text{ K}.$$

Конечный объем

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/k} = 0{,}086 \left(\frac{10}{1} \right)^{1/1{,}4} = 0{,}44 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Работа 1 кг воздуха

$$l_{1-2} = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) =$$

$$= \frac{1}{1{,}4-1}\left(10 \cdot 10^5 \cdot 0{,}086 - 1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}44\right) = 103 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Количество теплоты

$$q_{1-2} = 0.$$

Изменение внутренней энергии

$$u_2 - u_1 = -103 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Изменение энтальпии

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (p_2 v_2 - p_1 v_1) = -103 \cdot 10^3 +$$
$$+ \left(1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}44 - 10 \cdot 10^5 \cdot 0{,}086\right) = -147 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Изменение энтропии в адиабатном процессе

$$s_2 - s_1 = 0.$$

Политропное расширение воздуха n = 1,2

Объем в начальном состоянии

$$v_1 = 0{,}086 \text{ м}^3\text{/кг.}$$

Конечная температура

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} = 204 \text{ K.}$$

Удельный объем

$$v_2 = \frac{R\ T_2}{p_2} = \frac{287 \cdot 204}{1 \cdot 10^5} = 0{,}58 \text{ м}^3\text{/кг.}$$

Работа расширения

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) =$$

$$= \frac{1}{1{,}2-1}\left(10 \cdot 10^5 \cdot 0{,}086 - 1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}58\right) = 140 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Количество теплоты в процессе

$$q_{1-2} = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1) = \frac{20{,}93}{28{,}96} \cdot \frac{1{,}2-1{,}4}{1{,}2-1}(204 - 300) = 70 \text{ кДж/кг.}$$

Проверка по первому закону термодинамики

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + l_{1-2};\ \ 70 = -70 + 140;\ \ 70 = 70.$$

Изменение энтальпии

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (p_2 v_2 - p_1 v_1) = -70 \cdot 10^3 +$$
$$+ \left(1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}58 - 10 \cdot 10^5 \cdot 0{,}086\right) = -98 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Изменение энтропии

$$s_2 - s_1 = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0{,}73 \frac{1{,}2-1{,}4}{1{,}2-1} \ln \frac{204}{300} = 0{,}278 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K).}$$

9. Определить параметры водяного пара:

а) при давлении p = 10 МПа;

б) при температуре 200 °С и x = 0,99;

в) при t = 300 °С и p = 1 МПа.

По таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара находим параметры сухого насыщенного пара по $p_н$ = 10 МПа; $t_н = 310{,}96$ °С; $v'' = 0{,}01843$ м^3/кг; $h'' = 2728{,}0$ кДж/кг; $s'' = 5{,}6267$ кДж/(кг · K).

Параметры влажного насыщенного пара:

$$v_x = v''x + (1 - x)v' = 0{,}12714 \cdot 0{,}99 + (1 - 0{,}99)0{,}001565 = 0{,}126 \text{ м}^3\text{/кг;}$$

$$h_x = h' + r\ \ x = 852{,}4 + 1939{,}0 \cdot 0{,}99 = 2772 \text{ кДж/кг;}$$

$$s_x = s' + \frac{r}{T_н} x = 3{,}3307 + \frac{1939}{473{,}15} 0{,}99 = 7{,}097 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K);}$$

$$u_x = h_x - p_н v_x = 2772 - 15{,}551 \cdot 10^5 \cdot 0{,}126 = 2576 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры перегретого пара при t = 300 °С и p = 1 МПа:

v = 0,2580 м^3/кг; h = 3051,3 кДж/кг; s = 7,1239 кДж/(кг · K).

10. Водяной пар адиабатно расширяется от состояния $p_1 = 20$ МПа и $T_1 = 873$ K до состояния с $T_2 = 300$ K. Определить по *hs*-диаграмме конечное состояние пара и термический коэффициент полезного действия цикла Ренкина при $p_1 = 20$ МПа и $T_1 = 873$ K; $v_1 = 0{,}02$ м^3/кг; $h_1 = 3550$ кДж/кг.

Конечные параметры. После адиабатного расширения пар влажный насыщенный с x = 0,76: $p_2 = 0{,}4$ МПа; $s_2 = s_1 = 6{,}53$ кДж/(кг · K); $v_2 = 30$ м^3/кг; $h_2 = 1975$ кДж/кг.

Термический коэффициент полезного действия

$$h_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1' - h_2'} = \frac{3550 - 1975}{3550 - 113} = 0{,}46.$$

11. Для сушки используют воздух при температуре $t_1 = 20$ °С и относительной влажности $\varphi = 60$ %. В калорифере его подогревают до $t_2 = 95$ °С и направляют в сушилку,, откуда он выходит при $t_в = 35$ °С. Определить расход воздуха и теплоты на 1 кг испаренной влаги.

По *hd*-диаграмме на пересечении линий $t_1 = 20$ °С и $\varphi = 60$ % находим влагосодержание $d_1 = 9$ г/кг и энтальпию $h_1 = 40$ кДж/кг. Состояние воздуха на выходе из калорифера определяется пересечением линии $d = \text{const}$ с $t_2 = 95$ °С, а состояние воздуха на выходе из сушилки – пересечением линий $h = \text{const}$ с изотермой $t_3 = 35$ °С. Точка *3* имеет координаты $d_3 = 33$ г/кг и $h_3 = 117{,}6$ кДж/кг.

Изменение влагосодержания на 1 кг сухого воздуха

$$\Delta d = d_3 - d_1 = 33 - 9 = 24 \text{ г/кг}.$$

Для испарения 1 кг влаги потребуется 1000/24 = 41,7 кг сухого воздуха.

Расход теплоты в калорифере на 1 кг воздуха

$$q = h_3 - h_1 = 117{,}6 - 40 = 77{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

Расход теплоты на 1 кг испаренной влаги (на 41,7 кг сухого воздуха) составит

$$q = 77{,}6 \cdot 41{,}7 = 3236 \text{ кДж/кг}.$$

12. Водяной пар массой $M = 10$ кг/с и начальными параметрами $t_1 = 310$ °С и $p_1 = 90 \cdot 10^5$ Па дросселируется до давления $p_2 = 5 \cdot 10^5$ Па. Определить параметры пара до и после дросселирования, изменение внутренней энергии и энтропии.

По диаграмме *hs* находим начальное состояние пара и через найденную точку проводим линию постоянной энтальпии. В пересечении с изобарой $p_2 = 5 \cdot 10^5$ Па находим точку, характеризующую конечное состояние пара.

Параметры начального состояния водяного пара (точка *1*):

удельный объем до дросселирования $v_1 = 0{,}022$ м^3/кг;

плотность до дросселирования $\rho_1 = 45{,}5$ кг/м^3;

энтальпия до дросселирования $h_1 = 2786$ кДж/кг;

энтропия до дросселирования $s_1 = 5{,}74$ кДж/(кг · К);

внутренняя энергия $u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 2786 - (90 \cdot 10^5 \cdot 0{,}022/1000) = 2588$ кДж/кг.

Параметры водяного пара после дросселирования (точка *2*):

удельный объем после дросселирования $v_2 = 0{,}39$ м^3/кг;

плотность после дросселирования $\rho_2 = 1/v_2 = 1/0{,}39 = 2{,}56$ кг/м^3;

энтальпия после дросселирования $h_2 = h_1 = 2786$ кДж/кг;

энтропия после дросселирования $s_2 = 6{,}92$ кДж/(кг · К);

внутренняя энергия $u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2786 - (5 \cdot 10^5 \cdot 0{,}39/1000) = 2591$ кДж/кг.

Температуру в конечном состоянии определяем из диаграммы *hs*:

$t_2 = 170$ °С.

Для определения изменения перегрева пара найдем его перегрев в начальном и конечном состояниях $t_{н1} = 303{,}31$ °С, $t_{н2} = 151{,}23$ °С.

Перегрев в начальном состоянии $\Delta t_{н1} = 310 - 303{,}31 = 6{,}69$ °С.

Перегрев в конечном состоянии $\Delta t_{н2} = 170 - 151{,}23 = 18{,}77$ °С.

Таким образом, перегрев пара при дросселировании увеличился на 18,77 – 6,69 = 12,08 °С.

Изменение энтропии с учетом секундного расхода массы пара

$$\Delta s = M(s_2 - s_1) = 10\ (6{,}92 - 5{,}74) = 11{,}8 \text{ кДж/К} = 11{,}8 \text{ кВт/К}.$$

Изменение внутренней энергии с учетом секундного расхода массы пара

$$\Delta u = M(u_2 - u_1) = 10\ (2591 - 2588) = 30 \text{ кДж/с} = 30 \text{ кВт}.$$

13. Паротурбинная установка (рис. 6.2) работает по циклу Ренкина (рис. 6.3). В турбину поступает водяной пар с давлением $p_1 = 70 \cdot 10^5$ Па и температурой $t = 350$ °С. Давление пара на выходе из турбины $p_2 = 0{,}7 \cdot 10^5$ Па. Расход пара $M = 90$ кг/с.

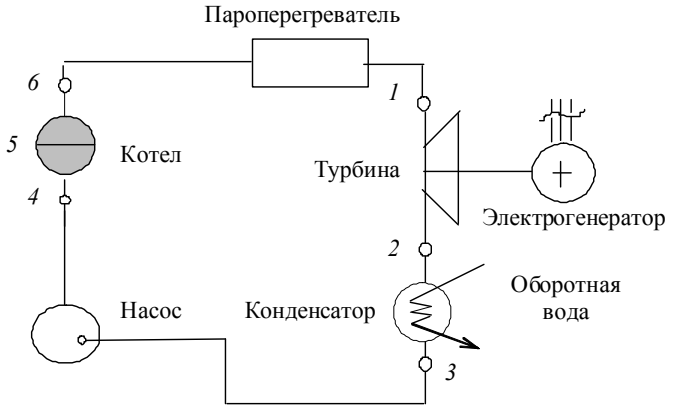


Рис. 6.2. Схема паротурбинной установки

Определить параметры p, v, t, h, s, x узловых точек цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу, термический коэффициент полезного действия и теоретическую мощность установки. Изобразить схему установки, представить цикл в координатах *pv* и *hs*. Параметры узловых точек определить с помощью диаграмм и уточнить по таблицам или расчетом, когда это требуется. Данные о параметрах свести в таблицу.

Таблица параметров точек цикла

Состояние	$p \cdot 10^5$, Па	v, м^3/кг	t, °С	h, кДж/г	s, кДж/(кг · К)	x
1. Перегретый пар	70	0,03522	350	3010,0	6,230	–
2. Влажный пар	0,7	1,89356	89,97	2200,0	6,230	0,80
3. Кипящая жидкость	0,7	0,00104	89,97	376,8	1,192	0
4. Некипящая жидкость	70	0,00104	89,97	382,3	1,192	0
5. Кипящая жидкость	70	0,00135	284,48	1260,2	3,110	0
6. Сухой насыщенный пар	70	0,02795	284,48	2770,0	5,824	1

По *hs*-диаграмме и по таблицам определим параметры узловых точек цикла.

Точка *1*: $p_1 = 70 \cdot 10^5$ Па; $t_1 = 350$ °С; $v_1 = 0{,}03522$ м^3/кг; $h_1 = 3016{,}55$ кДж/кг; $s_1 = 6{,}2295$ кДж/(кг · К). В точке *1* пар перегретый.

Точка *2*: $p_2 = 0{,}7 \cdot 10^5$ Па; $t_2 = 89{,}97$ °С; $s_2 = 6{,}2295$ кДж/(кг · К);

$x_2 = (s_1 - s_2')/(s_2'' - s_2')$; $s_2' = 1{,}1918$ кДж/(кг · К); $s_2'' = 7{,}4790$ кДж/(кг · К);

$x_2 = (6{,}2295 - 1{,}1918)/(7{,}479 - 1{,}1918) = 0{,}8$;

$h_2 = h_2' + rx$; $h_2' = 376{,}8$ кДж/кг; $r = 2283$ кДж/кг;

$h_2 = 376{,}8 + 2283 \cdot 0{,}8 = 2\,205{,}483$ кДж/кг;

$v_2 = v_2'' x$; $v_2'' = 2{,}364$ м^3/кг; $v_2 = 2{,}364 \cdot 0{,}8 = 1{,}893564$ м^3/кг.

В точке *2* пар влажный со степенью сухости $x = 0{,}8$.

Точка *3*: $p_3 = 0{,}7 \cdot 10^5$ Па; $t_3 = 89{,}97$ °С; $v_3 = 0{,}0010359$ м^3/кг; $h_3 = 376{,}8$ кДж/кг; $s_3 = 1{,}1918$ кДж/(кг · К). В точке *3* кипящая жидкость, $x = 0$.

Точка *4*: $p_4 = 70 \cdot 10^5$ Па; $t_4 = 89{,}97$ °С, $v_4 = 0{,}0010359$ м^3/кг; $h_4 = 382{,}3$ кДж/кг; $s_4 = 1{,}1918$ кДж/(кг · К). В точке *4* сжатая кипящая жидкость.

Точка *5*: $p_5 = 70 \cdot 10^5$ Па; $t_5 = 284{,}48$ °С; $v_5 = 0{,}0013469$ м^3/кг; $h_5 = 1260{,}15$ кДж/кг; $s_5 = 3{,}1104$ кДж/(кг · К). В точке *5* кипящая жидкость, $x = 0$.

Точка *6*: $p_6 = 70 \cdot 10^5$ Па; $t_6 = 284{,}48$ °С; $v_6 = 0{,}02795$ м^3/кг; $h_6 = 2773{,}34$ кДж/кг; $s_6 = 5{,}8226$ кДж/(кг · К). В точке *6* сухой насыщенный пар, $x = 1$.

Количество подведенной теплоты

$q_1 = h_1 - h_3$; $q_1 = 3016{,}55 - 376{,}8 = 2639{,}75$ кДж/кг.

Количество отведенной теплоты:

$q_2 = h_2 - h_3$; $q_2 = 2205{,}483 - 376{,}8 = 1828{,}683$ кДж/кг.

Работа цикла:

$l_ц = q_1 - q_2$; $l_ц = 2639{,}75 - 1828{,}683 = 811{,}067$ кДж/кг.

$L = Ml = 90 \cdot 811{,}067 = 72\,996{,}03$ кВт.

Термический коэффициент полезного действия установки:

а $\eta_t = 1 - q_1/q_2$; $\eta_t = 1 - 1828{,}683/2639{,}75 = 0{,}31$.

Теоретическая мощность установки:

$N_т = M l_ц$; $N_т = 90 \cdot 811{,}067 = 72\,996{,}03$ кДж/с = 73 МВт.

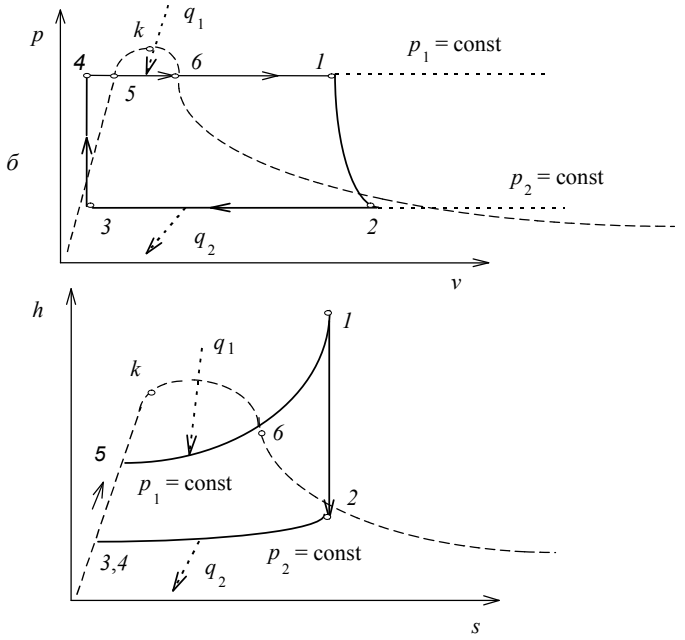


Рис. 6.3. Цикл Ренкина: *а* – в координатах *pv*; *б* – в координатах *hs*

Глава 7. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

7.1. Парогазовые ТЭЦ с тепловыми насосами

На рис. 7.1 показаны схема и цикл парогазовой ТЭЦ (теплоэлектроцентрали) с паровой и газовыми турбинами. Установка предназначена для произ-

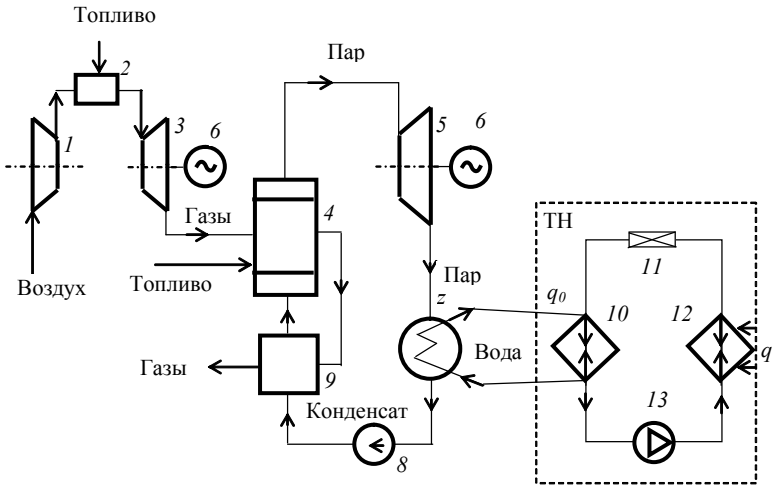


Рис. 7.1. Схема парогазовой ТЭЦ со сбросом отработавших газов в топку котла, подогревом питательной воды и с тепловым насосом:
1 – компрессор; *2* – камера сгорания; *3* – газовая турбина; *4* – паровой котел; *5* – паровая турбина; *6* – электрогенератор; *7* – водяной конденсатор; *8* – насос; *9* – регенеративный подогреватель воды; *10* – испаритель; *11* – регулирующий вентиль; *12* – конденсатор; *13* – компрессор холодильный

водства электроэнергии в турбогенераторах и для получения горячей воды в регенеративном теплообменнике за счет теплоты уходящих газов. Перегретый пар, полученный в парогенераторе, направляется в паровую турбину, где при расширении энергия пара преобразуется в механическую работу, последняя в генераторе превращается в электроэнергию. Поступающий в конденсатор пар при охлаждении водой конденсируется, конденсат нагревается отработанными газами турбины и в виде питательной воды поступает в паровой котел.

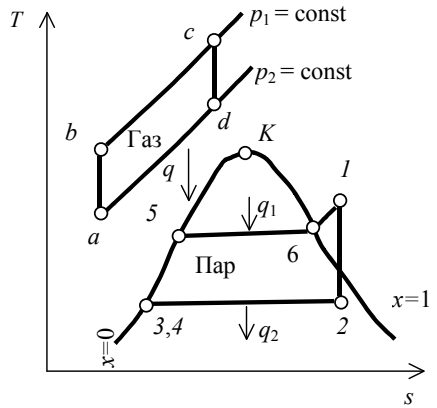


Рис. 7.2. Цикл парогазовой ТЭЦ

Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ позволяет повысить КПД до 60 % вместо 39 % на конденсационных электростанциях, а коэффициент использования энергии топлива до 85 %, что приводит к экономии топлива.

На рис. 7.2 показаны следующие процессы: *a–b* – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; *b–c* – горение топлива в камере сгорания при постоянном давлении; *c–d* – адиабатное расширение продуктов горения в газовой турбине; *d–e* – изобарное охлаждение газов; *1–2* – адиабатное расширение пара в паровой турбине; *2–3* – конденсация пара в конденсаторе при p = const и T = const; *3*(*4*)*–5* – нагревание питательной воды до кипения; *5–6* – парообразование при p = const и T = const; *6–1* – перегрев пара при p = const.

7.2. Схема Северо-Западной ТЭЦ с ТНУ

На рис. 7.3 представлен энергоблок Северо-Западной ТЭЦ, пуск которой состоялся 22 декабря 2000 г.

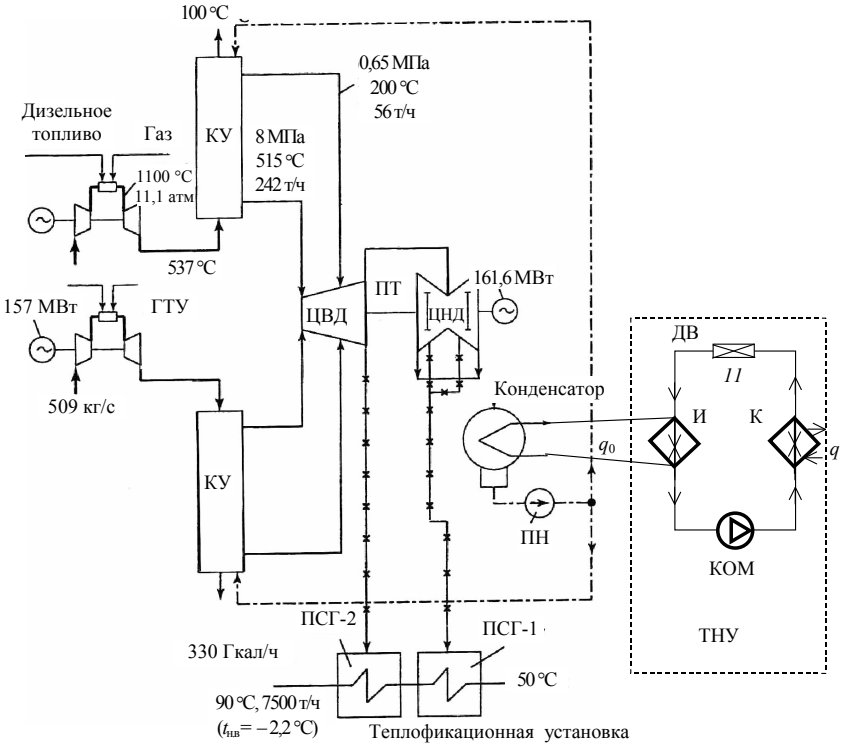


Рис. 7.3. Схема энергоблока ПГУ-450Т с тепловым насосом:
ПГУ-450Т – парогазовая установка мощностью 450 МВт теплофикационная; ГТУ – газотурбинная установка; КУ – котельная установка; ПТ – паровая турбина; ЦВД – цилиндр высокого давления; ЦНД – цилиндр низкого давления; ПСГ – сетевой подогреватель; ТНУ – компрессор–конденсатор–дроссельный вентиль–испаритель; КОМ – компрессор; К – конденсатор; И – испаритель; ДВ – дроссельный вентиль

Номинальная мощность паровой турбины составляет 161,6 МВт.

Характерная особенность ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ – отсутствие байпасной трубы. Это усложняет эксплуатацию и не дает возможности работать ГТУ в автономном режиме (в лучшем случае образующийся в котле-утилизаторе пар можно сбрасывать в обвод турбины в конденсатор или другое конденсационное устройство). Однако отказ от байпасной трубы в данном конкретном случае оправдывается несколькими обстоятельствами. Первое из них состоит в том, что ПГУ-ТЭЦ предназначена в первую очередь для несения теплофикационной нагрузки, которая достаточно стабильна, и потому ПГУ будет останавливаться и пускаться несколько раз в году. Второе обстоятельство связано с высокой экономичностью, которая существенно выше экономичности всех работающих энергоблоков на северо-западе России. Поэтому ПГУ-450Т должна работать в базовом режиме при максимальной нагрузке. И, наконец, паровая турбина настолько надежный элемент ПГУ, что ее аварийный вывод из работы достаточно редкое явление

7.3. Схема атомной электростанции

При осуществлении ядерной реакции расщепления атома изотопа урана U^{235} выделяется огромное количество энергии, из которой около 82 % приходится на долю тепловой энергии продуктов реакции, а каждый килограмм такого атомного «топлива» дает около $80 \cdot 10^9$ кДж (что эквивалентно сжиганию примерно 2,5 тыс. т каменного угля). Первая в мире атомная электростанция мощностью 5 МВт, сооруженная под Москвой, была пущена в эксплуатацию в 1954 г.

Атомная теплоэнергетическая установка представляет собой сочетание реактора, в тепловыделяющих элементах которого осуществляется регулируемая реакция расщепления ядер атомного топлива, и обычной паросиловой (или газотурбинной) установки, в которой осуществляется энергетическое использование полученного в реакторе тепла. Схема такой установки может быть двух- или одноконтурной. При двухконтурной схеме тепло, выделяющееся в реакторе, передается промежуточному теплоносителю и уже от него – рабочему телу собственно теплосиловой установки; при одноконтурной схеме рабочее тело установки само циркулирует через реактор и тепло ядерной реакции передается непосредственно ему.

Существенной особенностью атомных установок является радиоактивность промежуточного теплоносителя. Поэтому все элементы установки, через которые он циркулирует, ограждаются средствами специальной биологической защиты – стенами из баррито-бетона значительной толщины.

Принципиальная схема двухконтурной атомной паросиловой установки представлена на рис. 7.4. Тепловая энергия генерируется в тепловыделяющих элементах атомного реактора и передается промежуточному теплоносителю, который поступает затем в парогенератор и отдает ее рабочему телу энергетического контура установки, т. е. водяному пару. В качестве промежуточного теплоносителя применяются вода под высоким давлением, высокотемпературные органические теплоносители, жидкие металлы и газы; циркуляция его в контуре реактора осуществляется с помощью насоса. Энергетический контур состоит из тех же элементов, что и обычная паросиловая установка, и в простейшем виде включает в себя паровую турбину с генератором электроэнергии, конденсатор, насос.

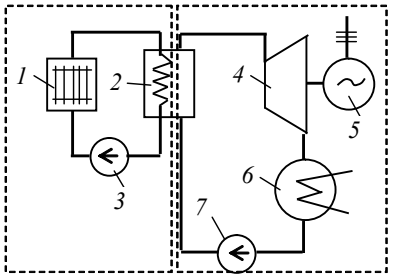


Рис. 7.4. Схема атомной электростанции: *1* – ядерный реактор; *2* – парогенератор; *3* – насосы; *4* – паровая турбина; *5* – электрогенератор; *6* – водяной конденсатор

Параметры пара, вырабатываемого в парогенераторе, а также тепловая мощность реактора определяются допустимой температурой оболочек тепловыделяющих элементов (обычно около 400–600 °С), а в ряде случаев предельно допустимой температурой ядерного горючего, наличие которой связано с началом нежелательных его фазовых превращений (например, для металлического урана такой температурой является 600 °С, поскольку при ней начинается переход урана из α-фазы в β-фазу).

В одноконтурных схемах атомных паросиловых установок применяются реакторы кипящего типа. Парообразование и перегрев пара в таких установках осуществляются в самих тепловыделяющих элементах реактора, после которого пар поступает непосредственно в паровую турбину.

К числу важнейших особенностей атомных теплосиловых установок относятся весьма широкий диапазон регулирования мощности, а также небольшая величина топливной составляющей себестоимости электроэнергии. Как известно, для установок, работающих на органическом топливе, она составляет 50–60 %, для атомных же установок она колеблется в пределах 15–40 %, а в тех случаях, когда попутно с выработкой электроэнергии атомное топливо превращается в плутоний (в свою очередь являющийся атомным топливом), этой составляющей вообще можно пренебречь. В значительной мере этим и объясняется то, что уже в наши дни атомная энергетика стала играть существенную роль и в мировом масштабе, и в отечественном народном хозяйстве.

7.4. Схема атомной станции теплоснабжения

Атомная станция теплоснабжения (рис. 7.5) вырабатывает электроэнергию и теплоту для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции жилых помещений и зданий. Пар для подогрева воды в сетевом подогревателе направляется из регулируемого отбора турбины. Для покрытия пиковых нагрузок потребителя используется котельная на органическом топливе или редукционно-охладительная установка. Используя энергию конденсата, можно повысить КПД электростанции на 7–8 %.

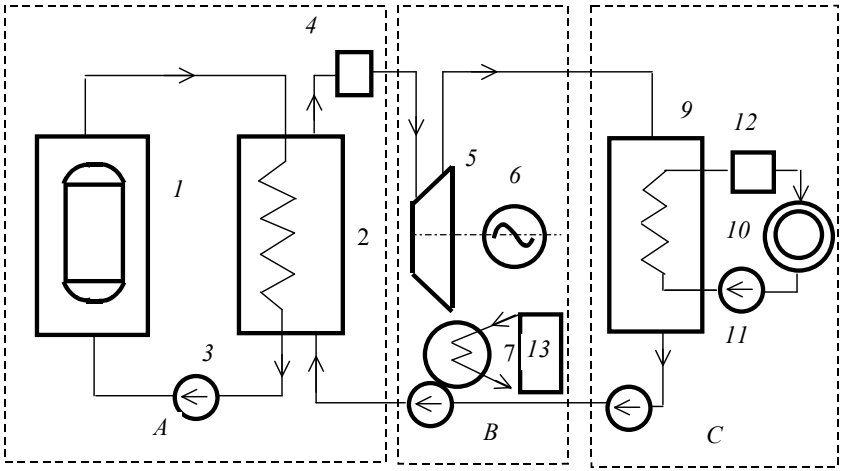


Рис. 7.5. Схема атомной станции теплоснабжения:
A – реакторный зал; *B* – машинный зал; *C* – тепловые потребители; *1* – водоводяной энергетический реактор ВВЭР; *2* – парогенератор; *3* – главный циркуляционный насос реактора; *4* – сепаратор-перегреватель; *5* – паровая турбина; *6* – электрогенератор; *7* – водяной конденсатор; *8* – конденсатный насос; *9* – подогреватель сетевой воды; *10* – потребители пара или горячей воды; *11* – сетевой насос; *12* – пиковая котельная на органическом топливе; *13* – тепловой насос (компрессор–конденсатор–вентиль–испаритель)

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ ИЗМЕРЕНИЯ ВЕЛИЧИН

Давление

1кг/см^2 = 1 атм = 735,6 мм рт. ст. = 0,980665 бар =
= 0,980665·10^5 Н/м^2 = 10^4 кг/м^2.
1 кг/м^2 = 9,80665 Н/м^2 = 9,80665 Па.
1 бар = 10^5 Н/м^2 = 1,02 кг/см^2 = 1,02·10^4 кг/м^2 = 750 мм рт. ст.
1 Н/м^2 = 10^{-5} бар = 0,980665 · 10^{-5} кг/м^2.

Энергия

1 ккал (международная) = 4,1868 кДж = 4,1868·10^3 Дж;
1 кДж = 0,238844 ккал; 1 кгс·м = 9,80665 Дж;
1 кВт · ч = 3,6 · 10^6 Дж = 3,6 МДж; 1 эрг = 1 дин · см = 10^{-7} Дж.

Мощность

1 л. с. = 75 кгс · м/с = 735,499 Вт;
1 ккал/ч = 1,163 Вт = 1,5811 · 10^{-3} л. с.

Коэффициент вязкости

1 кгс · с/м^2 = 9,80665 Н · с/м^2 = 9,80665 Па · с;
1 Пуаз = 0,1 Н · с/м^2; 1 сП = 1,02 · 10^{-4} кгс · с/м^2.

Коэффициент теплопроводности

1 ккал/(м · ч · К) = 1,163 Вт/(м · К).

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

1 ккал/(м^2 · ч · К) = 1,163 Вт/(м^2 · К).

Коэффициент излучения

1 ккал/(м^2 · ч · К^4) = 1,163 Вт/(м^2 · К^4).

Энтальпия теплофазового перехода

1 ккал/кг = 4,1868 кДж/кг.

Поверхностное натяжение

1 эрг/см^2 = 1,02 · 10^{-4} кг/м^2 = 10^{-3} Н/м.

Таблица 1

Массы киломолей, плотности, объемы киломолей при нормальных условиях и газовые постоянные важнейших газов [7]

Вещество	Химическое обозначение	Мольная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м^3	Объем киломоля, м^3/кг	Газовая постоянная, Дж/(кг·К)
Воздух	–	28,96	1,293	22,40	287,0
Кислород	O_2	32,0	1,429	22,39	259,8
Азот	N_2	28,026	1,251	22,40	296,8
Атмосферный азот*		28,16	(1,257)	(22,40)	(295,3)
Гелий	He	4,003	0,179	22,42	2078,0
Аргон	Ar	39,994	1,783	22,39	208,2
Водород	H_2	2,016	0,090	22,43	4124,0
Окись углерода	CO	28,01	1,250	22,40	296,8
Двуокись углерода	CO_2	44,01	1,977	22,26	188,9
Сернистый газ	SO_2	64,06	2,926	21,89	129,8
Метан	CH_4	16,032	0,717	22,39	518,8
Этан	C_2H_6	30,068	1,342	22,41	276,5
Пропан	C_3H_8	44,094	1,968	22,41	188,5
Бутан	C_4H_{10}	58,120	2,593	22,41	143,5
Этилен	C_2H_4	28,052	1,251	22,41	296,6
Коксовый газ		11,50	0,515	22,33	721,0
Аммиак	NH_3	17,032	0,771	22,08	477,3
Водяной пар**	H_2O	18,016	(0,804)	(22,40)	(461)

* Атмосферный азот – условный газ, состоящий из азота воздуха, двуокиси углерода и редких газов, содержащихся в воздухе.

** Приведение водяного пара к нормальному состоянию является условным.

Таблица 2

Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном давлении c_{pm}, кДж/(кг·К)

t, °C	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Воздух (абсолютно сухой)
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,757	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,0350	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,4493	1,1530	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	–	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	–	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	–	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	–	1,1380
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,3630	–	1,1443
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	–	1,1501
1900	1,0940	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	–	1,1560
2000	1,0990	1,1803	1,2033	1,2334	2,4422	–	1,1610

Таблица 3

Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном объеме c_{v_m}, кДж/(кг·К)

t, °С	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Воздух (абсолютно сухой)
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,3980	0,477	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,6770	1,4114	0,507	0,7193
200	0,6753	0,7394	0,7494	0,7214	134323	0,532	0,7243
300	0,6900	0,7448	0,7570	0,7599	1,4574	0,557	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,938	1,4863	0,578	0,7415
500	0,7193	0,7616	0,7775	0,8240	1,5160	0,595	0,7519
600	0,7627	0,7716	0,7892	0,8508	1,5474	0,607	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,624	0,7733
800	07557	0,7926	0,8122	0,8964	1,6140	0,632	0,7842
900	0,7658	0,8030	0,8231	0,9157	1,6483	0,645	0,7942
1000	0,7750	0,8127	0,8336	0,9332	1,6823	0,653	0,8039
1100	0,7834	0,8219	0,8432	0,9496	1,7158	0,662	0,8127
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,666	0,8215
1300	0,7984	0,8390	0,8608	0,9772	1,7815	–	0,8294
1400	0,8051	0,8470	0,8688	0,9893	1,8129	–	0,8369
1500	0,8114	0,8541	0,8763	1,0006	1,8434	–	0,8441
1600	0,8173	0,8612	0,8830	1,0107	1,8728	–	0,8508
1700	0,8231	0,8675	0,8693	1,0203	1,9016	–	0,8570
1800	0,8286	0,8738	0,8956	1,0291	1,9293	–	0,8633
1900	0,8340	0,8792	0,9014	1,0371	1,9552	–	0,8688
2000	0,8390	0,8847	0,9064	1,0446	1,9804	–	0,8742

Таблица 4

Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении c_{p_m}, кДж/(м³·К)

t, °С	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Воздух (абсолютно сухой)
0	1,3059	1,2946	1,2992	1,5998	1,493	1,733	1,2971
100	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,502	1,813	1,3004
200	1,3352	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,888	1,3071
300	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,955	1,3172
400	1,3775	1,3163	1,3289	1,9297	1,5654	2,018	1,3289
500	1,3980	1,3276	1,3427	1,9887	1,5897	2,068	1,3427
600	1,4168	1,3402	1,3574	2,0211	1,6148	2,114	1,3565
700	1,4344	1,3536	1,3720	2,0884	1,6412	2,152	1,3708
800	1,4499	1,3670	1,3862	2,1311	1,6680	2,181	1,3842
900	1,4645	1,3796	1,3396	2,1692	1,6957	2,215	1,3976
1000	1,4775	1,3917	1,4126	2,2035	1,7229	2,236	1,4097
1100	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	2,261	1,4214
1200	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	2,278	1,4327
1300	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	–	1,4432
1400	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,8280	–	1,4528
1500	1,5294	1,4440	1,4658	2,3354	1,8527	–	1,4620
1600	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	–	1,4708
1700	1,5462	1,4612	1,4825	2,3743	1,8996	–	1,4867
1800	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	–	1,4867
1900	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9423	–	1,4939
2000	1,5692	1,4825	1,5039	2,4221	1,9628	–	1,5010

Таблица 5

Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном объеме c'_{v_m}, кДж/(м³·К)

t, °С	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Воздух (абсолютно сухой)
0	0,9349	0,9236	0,9282	1,2288	1,1237	1,361	0,9261
100	0,9466	0,9249	0,9307	1,3293	1,1342	1,440	0,9295
200	0,9642	0,9286	0,9362	1,4164	1,1514	1,516	0,9362
300	0,9852	0,9327	0,9458	1,4918	1,1715	1,587	0,9462
400	1,0065	0,9454	0,9579	1,5587	1,1945	1,645	0,9579
500	1,0270	0,9567	0,9718	1,6178	1,2188	1,700	0,9718
600	1,0459	0,9692	0,9864	1,6701	1,2439	1,742	0,9856
700	1,0634	0,9826	1,0011	1,7174	1,2703	1,779	0,9998
800	1,0789	0,9960	1,0153	1,7601	1,2971	1,813	1,0132
900	1,0936	1,0086	1,0287	1,7982	1,3247	1,842	1,0262
1000	1,1066	1,0207	1,0417	1,8326	1,3519	1,867	1,0387
1100	1,1183	1,0325	1,0538	1,8640	1,3791	1,888	1,0505
1200	1,1296	1,0434	1,0651	1,8929	1,4159	1,905	1,0618
1300	1,1396	1,0542	1,0756	1,9188	1,4319	–	1,0722
1400	1,1493	1,0639	1,0856	1,9427	1,4570	–	1,0819
1500	1,1585	1,0731	1,0948	1,9644	1,4817	–	1,0911
1600	1,1669	1,0819	1,1036	1,9845	1,5052	–	1,0999
1700	1,1752	1,0902	1,1116	2,0034	1,5286	–	1,1078
1800	1,1832	1,0978	1,1191	2,0202	1,5504	–	1,1158
1900	1,1907	1,1049	1,1262	2,0365	1,5713	–	1,1229
2000	1,1978	1,1116	1,1329	2,0511	1,5918	–	1,1296

Таблица 6

Физические свойства сухого воздуха при B = 760 мм рт. ст. [4]

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг · К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м · К)	$a \cdot 10^6$, м²/с	$\eta \cdot 10^6$, Н · с/м²	$\nu \cdot 10^4$, м²/с	Pr
–50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
–40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
–30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
–20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
–10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,73	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	171,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,2	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица 7

Термодинамические свойства хладагента R134a, насыщенное состояние [7]

T, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ″, м³/кг	ρ′, м³/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
–26	0,0167	5,2747	1376,4	382,82	165,90	216,92	1,7471	0,8694
–24	0,11130	5,7449	1370,4	384,07	168,48	215,59	1,7450	0,8797
–22	0,12176	6,2476	1364,3	385,31	171,05	214,26	1,7431	0,8900
–20	0,13273	6,7845	1357,2	306,55	173,63	212,92	1,7413	0,9002
–18	0,14460	7,3571	1352,1	387,78	176,22	211,56	1,7395	0,9104
–16	0,15728	7,9673	1345,9	389,01	178,83	210,18	1,73379	0,9205
–14	0,17082	8,6167	1339,7	390,23	181,44	208,79	1,7363	0,9306
–12	0,18524	9,3074	1333,4	391,45	184,06	207,39	1,7347	0,9406
–10	0,20060	10,041	1327,1	392,66	186,69	205,97	1,7333	0,9506
–8	0,21693	10,819	1320,7	393,86	189,33	204,53	1,7319	0,9606
–6	0,23428	11,645	1314,3	395,06	191,98	203,08	1,7306	0,9705
–4	0,25268	12,521	1307,8	396,25	194,64	201,61	1,7294	0,9803
–2	0,27217	13,447	1301,3	397,43	197,31	200,12	1,7282	0,9902
0	0,29280	14,428	1294,7	398,60	199,99	198,61	1,7270	1,0000
2	0,31462	15,464	1288,1	399,76	202,69	197,07	1,7260	1,0097
4	0,33766	16,560	1281,4	400,91	205,39	195,52	1,7249	1,0194
6	0,36198	17,717	1274,6	402,06	208,11	193,95	1,7239	1,0291
8	0,38761	18,937	1267,8	403,19	210,83	192,36	1,7230	1,0388
10	0,41461	20,225	1260,9	404,31	213,57	190,74	1,7221	1,0484
12	0,44301	21,583	1253,9	405,42	216,32	189,10	1,7212	1,0580
14	0,47288	23,014	1246,9	406,52	219,09	187,43	1,7204	1,0676
16	0,50425	24,521	1239,8	407,61	221,87	185,74	1,7195	1,0772
18	0,53718	26,109	1232,6	406,68	224,66	184,02	1,7188	1,0867
20	0,57171	27,780	1225,3	409,74	227,46	182,28	1,7180	1,0962
22	0,60789	29,538	1217,9	410,79	230,28	180,51	1,7173	1,1057
24	0,64578	31,389	1210,4	411,82	233,12	178,70	1,7165	1,1151
26	0,68543	33,335	1202,9	412,83	235,97	176,06	1,7158	1,1246
28	0,72688	35,382	1195,2	413,83	238,83	175,00	1,7151	1,1340
30	0,77020	37,535	1187,4	414,81	241,72	173,09	1,7144	1,1435
32	0,81543	39,799	1179,5	415,78	244,62	171,16	1,7138	1,1529
34	0,86263	42,179	1171,5	416,72	247,54	169,18	1,7131	1,1623
36	0,91185	44,683	1163,4	417,64	250,47	167,17	1,7124	1,1717
38	0,96315	47,315	1155,1	418,54	253,43	165,11.	1,7117	1,1810

Окончание табл. 7

T, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ″, м³/кг	ρ′, м³/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
40	1,0165	50,085	1146,7	419,42	256,40	163,02	1,7110	1,1904
42	1,0722	52,998	1138,1	420,28	259,40	160,88	1,7103	1,1998
44	1,1301	56,064	1129,4	421,11	262,42	158,69	1,7096	1,2092
46	1,1903	59,291	1120,5	421,91	265,46	156,45	1,7088	1,2186
48	1,2528	62,690	1111,5	422,69	268,53	154,16	1,7080	1,2280
50	1,3179	66,271	1102,3	423,43	271,62	151,81	1,7072	1,2374
52	1,3854	70,047	1092,8	424,14	274,74	149,40	1,7063	1,2468
54	1,4554	74,030	1083,2	424,82	277,88	146,94	1,7054	1,2563
56	1,5282	78,235	1073,3	425,46	281,06	144,40	1,7045	1,2657
58	1,6036	82,378	1063,2	426,07	284,26	141,81	1,7035	1,2752
60	1,6817	87,379	1052,8	426,62	287,50	139,12	1,7024	1,2848
62	1,7628	92,357	1042,2	427,14	290,77	136,37	1,7012	1,2943
64	1,8467	97,637	1031,2	427,60	294,09	133,71	1,7000	1,3040
66	1,9336	103,240	1019,9	428,01	297,44	130,57	1,6986	1,3136
68	2,0236	109,210	1008,2	428,36	300,83	127,53	1,6972	1,3233
70	2,1168	115,570	996,24	428,64	304,28	124,56	1,6956	1,3331

Таблица 8

Термодинамические свойства перегретого пара и сжатой жидкости хладагента R134a [7]

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
p = 0,01 МПа ($t_н$ ≈ –67 °С)						
–60	0,58001	361,64	1,8400	0,5989	0,6845	139,85
–50	0,55329	368,57	1,8717	0,6163	0,7009	141,93
–40	0,52903	375,67	1,9028	0,6344	0,7184	145,93
–30	0,50687	382,94	1,9334	0,6528	0,7364	148,85
–20	0,48655	390,40	1,9634	0,6713	0,7545	151,70
–10	0,46782	398,03	1,9930	0,6897	0,7726	154,49
0	0,45051	405,85	2,0221	0,7079	0,7906	157,23
10	0,43444	413,84	2,0509	0,7260	0,8085	159,91
20	0,41950	422,02	2,0793	0,7438	0,8262	162,55
30	0,40556	430,37	2,1073	0,7615	0,8438	165,13
40	0,39253	438,90	2,1349	0,7790	0,8612	187,68
50	0,38032	447,59	2,1623	0,7963	0,8784	170,18
p = 0,02 МПа ($t_н$ ≈ –56 °С)						
–50	1,1135	368,10	1,8136	0,6218	0,7099	142,30
–40	1,0635	375,28	1,8451	0,6382	0,7248	145,38
–30	1,0181	382,61	1,8759	0,6556	0,7412	148,37
–20	0,97672	390,10	1,9061	0,6734	0,7583	151,28
–10	0,93864	397,77	1,9358	0,6913	0,7757	154,12
0	0,90352	405,62	1,9650	0,7092	0,7932	156,90
10	0,87100	413,64	1,9939	0,7270	0,8107	159,62
20	0,84080	421,83	2,0223	0,7447	0,8281	162,28
30	0,81266	430,20	2,0504	0,7622	0,8454	164,89
40	0,78638	438,74	2,0781	0,7796	0,8626	167,46
50	0,76177	447,45	2,1055	0,7968	0,8796	169,98
p = 0,03 МПа ($t_н$ ≈ –49 °С)						
–40	1,6037	374,88	1,8107	0,6422	0,7317	144,83
–30	1,5340	382,27	1,8418	0,6584	0,7463	147,89
–20	1,4706	389,81	1,8722	0,6754	0,7622	150,86
–10	1,4125	397,51	1,9020	0,6929	0,7788	153,75
0	1,3590	405,39	1,9314	0,7105	0,7958	156,57
10	1,3097	413,43	1,9603	0,7281	0,8128	159,32
20	1,2639	421,64	1,9888	0,7456	0,8299	162,01
30	1,2213	430,03	2,0169	0,7630	0,8470	164,65
40	1,1815	438,58	2,0447	0,7803	0,8639	167,24
50	1,1443	447,31	2,0721	0,7974	0,8808	169,78

Продолжение табл. 8

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
p = 0,04 МПа ($t_н$ ≈ –45 °С)						
–40	2,1499	374,47	1,7860	0,6468	0,7393	144,27
–30	2,0546	381,92	1,8173	0,6614	0,7516	147,41
–20	1,9683	389,51	1,8478	0,6776	0,7663	150,44
–10	1,8895	397,25	1,8778	0,6946	0,7821	153,38
0	1,8172	405,15	1,9073	0,7118	0,7984	156,24
10	1,7505	413,22	1,9363	0,7295	0,8150	159,02
20	1,6888	421,46	1,9649	0,7465	0,8318	161,75
30	1,6315	429,86	1,9931	0,7638	0,8486	164,41
40	1,5780	438,43	2,0209	0,7809	0,8653	167,02
50	1,5281	447,17	2,0484	0,7979	0,8820	169,59
p = 0,06 МПа ($t_н$ ≈ 37 °С)						
–30	3,1104	381,21	1,7820	0,6681	0,7635	146,42
–20	2,9754	388,90	1,8130	0,6822	0,7749	149,58
–10	2,8531	396,72	1,8433	0,6980	0,7887	152,62
0	2,7415	404,68	1,8730	0,7145	0,8038	155,56
10	2,6389	412,80	1,9022	0,7314	0,8195	158,42
20	2,5443	421,08	1,9309	0,7483	0,8356	161,21
30	2,4566	429,51	1,9592	0,7653	0,8518	163,93
40	2,3751	438,11	1,9871	0,7822	0,8681	166,58
50	2,2991	446,88	2,0147	0,7991	0,8845	169,19
p = 0,08 МПа ($t_н$ ≈ –31 °С)						
–30	4,1872	380,48	1,7563	0,6761	0,7774	145,40
–20	3,9990	388,28	1,7877	0,6873	0,7844	148,70
–10	3,8300	396,18	1,8183	0,7071	0,7959	151,85
0	3,6766	404,21	1,8483	0,7173	0,8095	154,88
10	3,5364	412,38	1,8776	0,7336	0,8242	157,82
20	3,4074	420,69	1,9065	1,7502	0,8395	160,67
30	3,2883	429,17	1,9349	0,7668	0,8551	163,44
40	3,1777	437,80	1,9629	0,7835	0,8710	166,14
50	3,0748	446,59	1,9906	0,8002	0,8870	168,70
p = 0,10 МПа ($t_н$ ≈ –26 °С)						
–20	5,0400	387,64	1,7676	0,6931	0,7950	147,80
–10	4,8208	395,63	1,7986	0,7056	0,8035	151,07
0	4,6231	403,73	1,8288	0,7202	0,8154	154,19
10	4,4432	411,95	1,8583	0,7369	0,8290	157,20
20	4,2784	420,31	1,8874	0,7520	0,8435	160,12
30	4,1265	428,82	1,9159	0,7684	0,8585	162,94
40	3,9860	437,48	1,9440	0,7848	0,8739	165,70
50	3,8554	446,30	1,9717	0,8013	0,8895	168,38

Продолжение табл. 8

t, °C	ρ, кг/м³	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
p = 0,12 МПа ($t_н$ ≈ –22 °С)						
–20	6,0996	386,98	1/7508	0,6998	0,8071	146,88
–10	5,8261	395,07	1,7821	0,7098	0,8117	150,27
0	5,5813	403,24	1,8126	0,7233	0,8216	153,49
10	5,3596	411,51	1,8424	0,7383	0,8339	156,58
20	5,1573	419,92	1,8715	0,7539	0,8476	159,56
30	4,9715	428,47	1,9002	0,7700	0,8620	162,45
40	4,7999	437,16	1,9284	0,7862	0,8769	165,25
50	4,6408	446,01	1,9562	0,8025	0,8920	167,98
p = 0,14 МПа ($t_н$ ≈ –18 °С)						
–10	6,8466	394,50	1,7679	0,7145	0,8208	149,46
0	6,5516	402,74	1,7987	0,7265	0,8282	152,78
10	6,2860	411,07	1,8286	0,7407	0,8391	155,96
20	6,0445	419,53	1,8580	0,7559	0,8518	150,00
30	5,8233	428,11	1,8868	0,7716	0,8655	161,95
40	5,6197	436,84	1,9151	0,7875	0,8799	164,80
50	5,4312	445,71	1,9430	0,8036	0,8946	167,57
p = 0,16 МПа ($t_н$ ≈ –15 °С)						
–10	7,8833	393,91	1,7554	1,7197	0,8307	148,62
0	7,5317	402,23	1,7864	0,7300	0,8352	152,06
10	7,2226	410,63	1,8166	0,7432	0,8444	155,32
20	6,9401	419,13	1,8461	0,7579	0,8561	153,44
30	6,6823	427,76	1,8750	0,7732	0,8691	161,44
40	6,4454	436,52	1,9035	0,7889	0,8829	164,34
50	6,2267	445,42	1,9314	0,8048	0,8973	167,16
p = 0,20 МПа ($t_н$ ≈ –10 °С)						
0	9,5409	401,19	1,7654	0,7376	0,8506	150,58
10	9,1280	409,72	1,7960	0,7486	0,8559	154,02
20	8,7577	418,32	1,8259	0,7620	0,8652	157,29
30	8,4219	427,03	1,8551	0,7766	0,8766	160,42
40	8,1151	435,86	1,8837	0,7917	0,8893	163,42
50	7,8331	444,82	1,9119	0,8071	0,9027	166,33
60	7,5724	453,92	1,9396	0,8227	0,9166	169,14

Окончание табл. 8

t, °С	ρ, кг/м³	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
p = 0,25 МПа ($t_н$ ≈ –5 °С)						
0	12,130	399,83	1,7434	0,7490	0,8735	148,66
10	11,574	408,55	1,7747	0,7562	0,8720	152,36
20	11,081	417,29	1,8051	0,7676	0,8775	155,82
30	10,639	426,11	1,8347	0,7809	0,8865	159,11
40	10,238	435,03	1,8636	0,7952	0,8975	162,26
50	9,8712	444,07	1,8920	0,8101	0,9097	165,28
60	9,5338	453,23	1,9199	0,8253	0,9227	168,19
p = 0,30 МПа ($t_н$ ≈ 1 °С)						
0	14,098	407,33	1,7566	0,7648	0,8904	150,62
10	13,467	416,23	1,7875	0,7736	0,8910	15431
20	12,906	425,17	1,8175	0,7855	0,8971	157,78
30	12,402	434,18	1,8468	1,7989	0,9062	161,07
40	11,944	443,30	1,8754	0,8132	0,9170	164,21
50	11,524	452,53	1,9035	0,8279	0,9279	167,23
60	11,524	452,53	1,9035	0,8279	0,9279	167,23
p = 0,35 МПа ($t_н$ ≈ 5 °С)						
10	16,708	406,06	1,7406	0,7748	0,9118	148,82
20	15,919	415,14	1,7721	0,7802	0,9060	152,75
30	15,228	. 424,20	1,8026	0,7904	0,9086	156,41
40	14,610	433,32	1,8322	0,8025	0,9154	159,85
50	14,053	442,52	1,8611	0,8163	0,9246	163,13
60	13,546	451,82	1,8894	0,8305	0,9354	166,26
70	13,081	461,23	1,9172	0,8451	0,9472	169,26
p = 0,40 МПа ($t_н$ ≈ 9 °С)						
10	19,415	404,72	1,7261	0,7865	0,9371	146,94
20	18,445	414,00	1,7583	0,7876	0,9228	151,15
30	17,606	423,22	1,7892	0,7956	0,9210	155,01
40	16,865	432,44	1,8192	0,8068	0,9252	158,61
50	16,201	441,73	1,8484	0,8196	0,9327	162,02
60	15,599	451,10	1,8769	0,8332	0,9421	165,27
70	15,050	460,58	1,9050	0,8474	0,9529	168,37
p = 0,50 МПа ($t_н$ ≈ 15 °С)						
20	23,744	411,60	1,7339	0,8052	0,9635	147,75
30	22,553	421,15	1,7659	0,8073	0,9493	152,08
40	21,525	430,63	1,7966	0,8155	0,9467	156,05
50	20,618	440,11	1,8264	0,8264	0,9500	159,76
60	19,807	449,64	1,8555	0,8389	0,9565	163,24
70	19,074	459,24	1,8839	0,8521	0,9651	166,55

Таблица 9

Теплофизические свойства хладагента R134a в состоянии насыщения [20]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^8$, м^2/с	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^7$, м^2/с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м	$\beta \cdot 10^3$, 1/К	Pr
Жидкость										
–35	0,63	1419,6	1,301	10,95	5,929	3,086	2,174	16,72	2,30	3,67
–30	0,81	1396,9	1,308	10,72	5,867	2, 79	1,997	15,98	2,32	3,40
–20	1,29	1363,2	1,323	10,27	5,694	2,26	1,658	14,54	2,36	2,91
–10	1,96	1331,3	1,339	9,83	5,514	1,99	1,495	13,10	2,41	2,71
0	2,89	1298,7	1,358	9,42	5,341	1,69	1,301	11,69	2,57	2,44
10	4,12	1264,6	1,380	9,01	5,163	1,50	1,186	10,30	2,77	2,30
20	5,71	1228,4	1,406	8,60	4,979	1,35	1,099	8,94	3,03	2,21
30	7,72	1190,1	1,439	8,20	4,788	1,22	1,025	7,61	3,34	2,14
40	10,19	1149,0	1,482	7,81	4,586	1,09	0,949	6,31	3,72	2,07
50	13,21	1104,5	1,537	7,42	4,371	0,95	0,860	5,06	4,22	1,97
60	16,84	1055,3	1,618	7,04	4,123	0,80	0,758	3,86	4,97	1,84
70	21, 18	998,8	1,747	6,65	3,811	0,69	0,687	2,74	6,19	1,80
Сухой насыщенный пар										
–35	0,63	3,44	0,753	0,93	359,0	0,0950	27,6	–	–	0,769
–30	0,81	4,35	0,767	0,96	287,7	0,0974	22,4	–	–	0,778
–20	1,29	6,71	0,796	1,03	192,8	0,102	15,2	–	–	0,788
–10	1,96	9,97	0,829	1,10	133,1	0,107	10,7	–	–	0,806
0	2,89	14,39	0,864	1,17	94,1	0,112	7,78	–	–	0,827
10	4,12	20,28	0,904	1,24	67,8	0,117	5,77	–	–	0,853
20	5,71	27,96	0,949	1,31	49,4	0,122	4,36	–	–	0,884
30	7,72	37,89	1,002	1,39	36,6	0,127	3,35	–	–	0,916
40	10,19	50,64	1,066	1,47	27,2	0,132	2,61	–	–	0,957
50	13,21	67,05	1,149	1,56	20,2	0,138	2,06	–	–	1,016
60	16,84	88,48	1,262	1,65	14,8	0,145	1,64	–	–	1,109
70	21,18	117,25	1,438	1,77	10,5	0,153	1,30	–	–	1,243

Таблица 10

Термодинамические свойства хладагента R125 в состоянии насыщения [21]

t, °C	p_S, 10^5 Па	ρ″, кг/м^3	ρ′, кг/м^3	h ″, кДж/кг	h ′, кДж/кг	r, кДж/кг	s″, кДж/(кг·К)	s′, кДж/(кг·К)
–90	0,07350	0,5831	1656,4	582,73	398,58	184,16	1,5600	0,5545
–88	0,08604	0,6758	1649,8	583,88	400,62	183,27	1,5554	0,5655
–86	0,10033	0,7802	1643,2	585,03	402,66	182,37	1,5510	0,5765
–84	011653	0,8975	1636,6	586,19	404,72	181,47	1,5468	0,5874
–82	0,13485	1,0288	1630,0	587,35	406,78	180,56	1,5429	0,5983
–80	0,15550	1,1753	1623,3	588,51	408,86	179,65	1,5392	0,6091
–78	0,17869	1,3384	1616,6	589,67	410,94	178,73	1,5357	0,6198
–76	0,20465	1,5193	1609,9	590,84	413,03	177,81	1,5323	0,6304
–74	0,23363	1,7194	1603,1	592,00	415,13	176,88	1,5292	0,6410
–72	0,26589	1,9402	1596,3	593,17	417,24	175,94	1,5262	0,6516
–70	0,30169	2,1832	1589,5	594,35	419,36	174,99	1,5234	0,6620
–68	0,34131	2,4501	1582,7	595,52	421,49	174,03	1,5208	0,6725
–66	0,38505	2,7424	1575,8	596,69	423,63	173,06	1,5183	0,6828
–64	0,43322	3,0618	1569,0	597,86	425,78	172,09	1,5159	0,6931
–62	0,48613	3,4103	1562,0	599,04	427,93	171,10	1,5137	0,7034
–60	0,54411	3,7895	1555,1	600,21	430,10	170,11	1,5117	0,7136
–58	0,60751	4,2013	1548,1	601,38	432,28	169,10	1,5097	0,7238
–56	0,67668	4,6479	1541,0	602,56	434,47	168,08	1,5079	0,7339
–54	0,75197	5,1312	1534,0	603,73	436,67	167,05	1,5062	0,7439
–52	0,83378	5,6532	1526,9	604,89	438,88	166,01	1,5046	0,7539

Продолжение табл. 10

t, °C	p_S, 10^5 Па	ρ″, кг/м^3	ρ′, кг/м^3	h ″, кДж/кг	h ′, кДж/кг	r, кДж/кг	s″, кДж/(кг·К)	s′, кДж/(кг·К)
–50	0,92249	6,2163	1519,7	606,06	441,10	164,96	1,5031	0,7639
–48	1,0185	6,8227	1512,5	607,22	443,33	163,89	1,5017	0,7738
–46	1,1222	7,4746	1505,3	608,39	445,57	162,81	1,5005	0,7837
–44	1,2340	8,1746	1498,0	609,54	447,82	161,72	1,4993	0,7935
–42	1,3544	8,9251	1490,6	610,70	450,08	160,61	1,4982	0,8033
–40	1,4837	9,7286	1483,3	611,85	452,36	159,49	1,4971	0,8131
–38	1,6225	10,588	1475,8	612,99	454,64	158,36	1,4962	0,8228
–36	1,7711	11,506	1468,3	614,13	456,93	157,21	1,4953	0,8324
–34	1,9301	12,485	1460,8	615,27	459,23	156,04	1,4945	0,8420
–32	2,0999	13,529	1453,1	616,40	461,54	154,86	1,4938	0,8516
–30	2,2811	14,640	1445,4	617,52	463,86	153,67	1,4931	0,8611
–28	2,4740	15,822	1437,7	618,64	466,19	152,45	1,4925	0,8706
–26	2,6792	17,077	1429,9	619,75	468,53	151,22	1,4920	0,8801
–24	2,8972	18,411	1422,0	620,86	470,88	149,98	1,4915	0,8895
–22	3,1285	19,825	1414,0	621,96	473,24	148,71	1,4910	0,8989
–20	3,3736	21,325	1405,9	623,04	475,62	147,43	1,4906	0,9082
–18	3,6330	22,913	1397,8	624,13	478,00	146,13	1,4902	0,9175
–16	3,9074	24,595	1389,6	625,20	480,39	144,80	1,4899	0,9268
–14	4,1972	26,374	1381,2	626,26	482,80	143,46	1,4896	0,9360
–12	4,5030	28,256	1372,8	627,31	485,22	142,10	1,4894	0,9452

Продолжение табл. 10

t, °C	p_S, 10^5 Па	ρ″, кг/м^3	ρ′, кг/м^3	h ″, кДж/кг	h ′, кДж/кг	r, кДж/кг	s″, кДж/(кг·К)	s′, кДж/(кг·К)
–10	4,8253	30,244	1364,3	628,35	487,65	140,71	1,4891	0,9544
–8	5,1647	32,346	1355,6	629,39	490,09	139,29	1,4889	0,9636
–6	5,5218	34,565	1346,9	630,41	492,55	137,86	1,4887	0,9727
–4	5,8972	36,908	1338,0	631,41	495,02	136,39	1,4886	0,9818
–2	6,2914	39,382	1329,0	632,41	497,50	134,90	1,4884	0,9909
0	6,7050	41,992	1319,9	633,39	500,00	133,38	1,4883	1,0000
2	7,1387	44,747	1310,6	634,35	502,52	131,83	1,4882	1,0090
4	7,5931	47,655	1301,2	635,30	505,06	130,24	1,4880	1,0181
6	8,0688	50,723	1291,6	636,23	507,61	128,62	1,4879	1,0271
8	8,5664	53,962	1281,8	637,14	510,18	126,96	1,4878	1,0362
10	9,0865	57,381	1271,9	638,04	512,77	125,27	1,4876	1,0452
12	9,6300	60,992	1261,8	638,91	515,38	123,53	1,4875	1,0543
14	10,1974	64,807	1251,4	639,76	518,02	121,74	1,4873	1,0633
16	10,7893	68,839	1240,9	640,59	520,68	119,91	1,4871	1,0724
18	11,4066	73,103	1230,2	641,39	523,36	118,03	1,4868	1,0815
20	12,0498	77,616	1219,1	642,16	526,07	116,08	1,4865	1,0906
22	12,7198	82,397	1207,8	642,90	528,81	114,08	1,4862	1,0997
24	13,4173	87,466	1196,3	643,60	531,58	112,02	1,4858	1,1088
26	14,1430	92,847	1184,4	644,27	534,38	109,89	1,4854	1,1180
28	14,8978	98,566	1172,2	644,90	537,22	107,68	1,4848	1,1273

Окончание табл. 10

t, °C	p_S, 10^5 Па	ρ'', кг/м^3	ρ', кг/м^3	h'', кДж/кг	h', кДж/кг	r, кДж/кг	s'', кДж/(кг·К)	s', кДж/(кг·К)
30	15,6825	104,66	1159,6	645,48	540,09	105,39	1,4842	1,1365
32	16,4979	111,15	1146,6	646,02	543,00	103,02	1,4835	1,1459
34	17,3448	118,09	1133,1	646,50	545,95	100,54	1,4826	1,1553
36	18,2242	125,51	1119,2	646,92	548,95	97,97	1,4816	1,1648
38	19,1371	133,49	1104,7	647,27	552,00	95,27	1,4805	1,1743
40	20,0842	142,08	1089,7	647,55	555,09	92,45	1,4792	1,1840
42	21,0669	151,37	1073,9	647,74	558,25	89,49	1,4777	1,1937
44	22,0860	161,44	1057,4	647,84	561,46	86,37	1,4759	1,2036
46	23,1428	172,42	1039,9	647,82	564,75	83,07	1,4739	1,2136
48	24,2385	184,47	1021,4	647,68	568,12	79,57	1,4715	1,2238
50	25,3744	197,77	1001,7	647,40	571,57	75,83	1,4688	1,2341
52	26,5518	212,58	980,53	646,93	575,13	71,80	1,4656	1,2448
54	27,7724	229,26	957,49	646,25	578,81	67,44	1,4618	1,2557
56	29,0380	248,31	932,08	645,31	582,65	62,66	1,4573	1,2670
58	30,3505	270,49	903,52	644,03	586,70	57,33	1,4519	1,2788
60	31,7122	297,10	870,44	642,27	591,04	51,23	1,4452	1,2914
62	33,1262	330,61	830,13	639,81	595,84	43,96	1,4364	1,3053
64	34,5967	377,24	775,56	636,03	601,59	34,44	1,4240	1,3218
66	36,1319	477,43	658,89	627,11	611,71	15,41	1,3965	1,3511
66,2	36,29	572,0		618,70		0,0	1,3716	

Таблица 11

Термодинамические свойства перегретого пара и сжатой жидкости хладагента R125 [21]

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
Изобара $0{,}15550\cdot10^5$, Па (t_s = –80 °C)						
200	0,47464	825,14	2,2683	0,967	1,036	187,3
190	0,48490	814,84	2,2463	0,956	1,025	185,4
180	0,49561	804,64	2,2241	0,944	1,014	183,5
170	0,50682	794,56	2,2016	0,933	1,002	181,5
160	0,51854	784,60	2,1788	0,921	0,990	179,5
150	0,53082	774,75	2,1558	0,909	0,978	177,5
140	0,54370	765,03	2,1326	0,896	0,966	175,5
130	0,55722	755,44	2,1091	0,883	0,953	173,4
120	0,57143	745,98	2,0853	0,870	0,940	171,4
110	0,58639	736,65	2,0613	0,856	0,926	169,3
100	0,60216	727,46	2,0370	0,843	0,912	167,1
90	0,61881	718,41	2,0124	0,828	0,898	165,0
80	0,63641	709,50	1,9875	0,814	0,884	162,8
70	0,65505	700,73	1,9623	0,799	0,869	160,5
60	0,67482	692,12	1,9369	0,784	0,854	158,3
50	0,69583	683,66	1,9111	0,769	0,839	156,0
40	0,71821	675,35	1,8850	0,753	0,823	153,7
30	0,74208	667,19	1,8585	0,737	0,807	151,3
20	0,76761	659,20	1,8317	0,721	0,791	148,9
10	0,79499	651,37	1,8045	0,704	0,775	146,5
0	0,82441	643,71	1,7770	0,688	0,758	144,0
–10	0,85612	636,21	1,7490	0,671	0,741	141,4
–20	0,89042	628,89	1,7206	0,654	0,724	138,8
–30	0,92763	621,73	1,6918	0,636	0,707	136,2
–40	0,96816	614,74	1,6624	0,619	0,690	133,5
–50	1,0125	607,93	1,6326	0,601	0,673	130,7
–60	1,0613	601,29	1,6021	0,583	0,656	127,8
Изобара $0{,}30169\cdot10^5$, Па (t_s = –70 °C)						
200	0,92128	825,11	2,2224	0,967	1,036	187,3
190	0,94122	814,80	2,2003	0,956	1,026	185,3
180	0,96205	804,60	2,1781	0,945	1,014	183,4
170	0,98383	794,51	2,1556	0,933	1,003	181,4
160	1,0066	784,54	2,1328	0,921	0,991	179,4
150	1,0305	774,69	2,1098	0,909	0,979	177,4
140	1,0556	764,97	2,0866	0,896	0,966	175,4
130	1,0819	755,37	2,0630	0,884	0,953	173,3
120	1,1096	745,90	2,0393	0,870	0,940	171,2
110	1,1387	736,57	2,0152	0,857	0,927	169,1
100	1,1694	727,37	1,9909	0,843	0,913	167,0

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
90	1,2019	718,31	1,9663	0,829	0,899	164,8
80	1,2362	709,39	1,9414	0,814	0,885	162,6
70	1,2726	700,62	1,9162	0,800	0,870	160,4
60	1,3112	691,99	1,8907	0,785	0,855	158,1
50	1,3522	683,52	1,8649	0,769	0,840	155,8
40	1,3960	675,20	1,8387	0,754	0,824	153,5
30	1,4428	667,04	1,8122	0,738	0,808	151,1
20	1,4928	659,03	1,7854	0,721	0,792	148,6
10	1,5465	651,19	1,7581	0,705	0,776	146,2
0	1,6043	643,51	1,7305	0,688	0,760	143,6
–10	1,6668	635,99	1,7025	0,672	0,743	141,0
–20	1,7344	628,64	1,6740	0,655	0,727	138,4
–30	1,8080	621,46	1,6451	0,637	0,710	135,7
–40	1,8884	614,44	1,6156	0,620	0,694	132,9
–50	1,9768	607,59	1,5856	0,603	0,677	130,0
–60	2,0744	600,89	1,5549	0,587	0,662	127,1
Изобара $0{,}54411\cdot10^5$, Па (t_s = –60 °C)						
200	1,6628	825,05	2,1814	0,967	1,037	187,1
190	1,6989	814,73	2,1594	0,957	1,026	185,2
180	1,7366	804,52	2,1371	0,945	1,015	183,2
170	1,7760	794,43	2,1146	0,934	1,004	181,3
160	1,8172	784,45	2,0918	0,922	0,992	179,3
150	1,8605	774,59	2,0688	0,910	0,980	177,3
140	1,9059	764,86	2,0455	0,897	0,967	175,2
130	1,9536	755,25	2,0220	0,884	0,954	173,1
120	2,0038	745,77	1,9982	0,871	0,941	171,0
110	2,0567	736,43	1,9741	0,857	0,928	168,9
100	2,1125	727,22	1,9497	0,844	0,914	166,8
90	2,1715	718,14	1,9251	0,829	0,900	164,6
80	2,2340	709,21	1,9002	0,815	0,886	162,4
70	2,3002	700,43	1,8749	0,800	0,871	160,1
60	2,3706	691,79	1,8494	0,785	0,857	157,8
50	2,4456	683,30	1,8235	0,770	0,841	155,5
40	2,5256	674,96	1,7973	0,754	0,826	153,1
30	2,6112	666,78	1,7707	0,738	0,811	150,6
20	2,7030	658,75	1,7438	0,722	0,795	148,2
10	2,8017	650,88	1,7165	0,706	0,779	145,6
0	2,9082	643,17	1,6888	0,690	0,763	143,1
–10	3,0236	635,62	1,6606	0,673	0,747	140,4
–20	3,1491	628,24	1,6320	0,656	0,731	137,7
–30	3,2862	621,01	1,6029	0,640	0,715	134,9
–40	3,4368	613,93	1,5732	0,623	0,700	132,0
–50	3,6035	607,00	1,5428	0,608	0,686	129,0
–60	3,7894	600,21	1,5117	0,593	0,673	125,9

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
Изобара $0{,}92248\cdot10^5$, Па (t_s = –50 °C)						
200	2,8225	824,95	2,1448	0,968	1,038	186,9
190	2,8839	814,62	2,1227	0,957	1,027	185,0
180	2,9481	804,41	2,1004	0,946	1,016	183,0
170	3,0153	794,30	2,0778	0,935	1,005	181,0
160	3,0856	784,31	2,0550	0,923	0,993	179,0
150	3,1595	774,44	2,0320	0,911	0,981	177,0
140	3,2370	764,69	2,0087	0,898	0,969	175,0
130	3,3186	755,07	1,9851	0,885	0,956	172,9
120	3,4044	745,57	1,9612	0,872	0,943	170,7
110	3,4950	736,21	1,9371	0,858	0,930	168,6
100	3,5907	726,98	1,9127	0,845	0,916	166,4
90	3,6920	717,89	1,8880	0,830	0,902	164,2
80	3,7993	708,94	1,8630	0,816	0,888	161,9
70	3,9134	700,13	1,8377	0,801	0,874	159,6
60	4,0348	691,46	1,8121	0,786	0,859	157,3
50	4,1643	682,95	1,7861	0,771	0,844	154,9
40	4,3028	674,58	1,7598	0,755	0,829	152,5
30	4,4514	666,36	1,7332	0,740	0,814	150,0
20	4,6112	658,30	1,7061	0,724	0,798	147,4
10	4,7836	650,40	1,6787	0,708	0,783	144,8
0	4,9705	642,64	1,6508	0,691	0,768	142,1
–10	5,1738	635,04	1,6225	0,675	0,752	139,4
–20	5,3962	627,59	1,5936	0,659	0,738	136,5
–30	5,6409	620,29	1,5642	0,643	0,724	133,6
–40	5,9123	613,11	1,5341	0,628	0,711	130,5
–50	6,2163	606,06	1,5031	0,615	0,700	127,3
–60	1555,2	430,12	0,7135	0,742	0,086	683,4
Изобара $1{,}4837\cdot10^5$, Па (t_s = –40 °C)						
200	4,5476	824,81	2,1117	0,969	1,040	186,6
190	4,6470	814,47	2,0896	0,959	1,029	184,7
180	4,7510	804,23	2,0672	0,947	1,018	182,7
170	4,8599	794,11	2,0446	0,936	1,007	180,7
160	4,9741	784,10	2,0218	0,924	0,995	178,7
150	5,0940	774,21	1,9987	0,912	0,983	176,6
140	5,2201	764,44	1,9753	0,899	0,971	174,6
130	5,3529	754,79	1,9517	0,886	0,958	172,4
120	5,4929	745,27	1,9278	0,873	0,945	170,3
110	5,6408	735,88	1,9036	0,860	0,932	168,1
100	5,7972	726,63	1,8791	0,846	0,919	165,9
90	5,9632	717,50	1,8543	0,832	0,905	163,6
80	6,1394	708,52	1,8292	0,817	0,891	161,3
70	6,3271	699,68	1,8038	0,803	0,877	159,0

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
60	6,5273	690,98	1,7781	0,788	0,863	156,6
50	6,7416	682,42	1,7520	0,773	0,848	154,1
40	6,9716	674,01	1,7256	0,757	0,834	151,6
30	7,2191	665,75	1,6988	0,742	0,819	149,0
20	7,4866	657,63	1,6716	0,726	0,804	146,3
10	7,7767	649,67	1,6439	0,710	0,789	143,6
0	8,0929	641,84	1,6158	0,694	0,775	140,8
–10	8,4396	634,16	1,5871	0,679	0,761	137,8
–20	8,8223	626,61	1,5579	0,664	0,749	134,8
–30	9,2485	619,18	1,5279	0,650	0,738	131,6
–40	9,7286	611,85	1,4971	0,637	0,730	128,2
–50	1519,9	441,12	0,7638	0,750	0,111	653,6
–60	1555,4	430,14	0,7135	0,743	0,086	683,2
Изобара $2{,}2811\cdot10^5$, Па (t_s = –30 °C)						
200	7,0089	824,61	2,0816	0,971	1,042	186,2
190	7,1631	814,24	2,0595	0,960	1,031	184,2
180	7,3247	803,98	2,0371	0,949	1,021	182,3
170	7,4940	793,83	2,0144	0,938	1,009	180,2
160	7,6719	783,80	1,9915	0,926	0,998	178,2
150	7,8589	773,88	1,9683	0,914	0,986	176,1
140	8,0558	764,08	1,9449	0,901	0,974	174,0
130	8,2635	754,40	1,9212	0,888	0,962	171,9
120	8,4830	744,84	1,8972	0,875	0 949	169,7
110	8,7153	735,41	1,8729	0,862	0,936	167,4
100	8,9617	726,12	1,8483	0,848	0,923	165,2
90	9,2237	716,95	1,8234	0,834	0,910	162,8
80	9,5027	707,93	1,7982	0,820	0,896	160,5
70	9,8008	699,03	1,7727	0,805	0,882	158,0
60	10,120	690,28	1,7468	0,790	0,868	155,5
50	10,463	681,67	1,7205	0,775	0,854	152,9
40	10,833	673,20	1,6939	0,760	0,840	150,3
30	11,234	664,86	1,6669	0,744	0,826	147,6
20	11,669	656,67	1,6394	0,729	0,812	144,8
10	12,145	648,61	1,6114	0,713	0,799	141,8
0	12,669	640,68	1,5829	0,699	0,787	138,8
–10	13,250	632,87	1,5538	0,684	0,776	135,6
–20	13,901	625,16	1,5239	0,671	0,767	132,2
–30	1445,4	463,86	0,8611	0,761	0,161	586,2
–40	1483,6	452,38	0,8129	0,757	0,136	621,2
–50	1520,2	441,15	0,7637	0,750	0,111	653,4
–60	1555,6	430,16	0,7133	0,743	0,086	682,9

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
150	43,359	769,53	1,8457	0,935	1,025	170,0
140	44,639	759,33	1,8213	0,923	1,016	167,4
130	46,020	749,22	1,7965	0,910	1,006	164,6
120	47,517	739,21	1,7714	0,897	0,997	161,8
110	49,147	729,29	1,7458	0,883	0,987	158,8
100	50,931	719,46	1,7198	0,870	0,978	155,7
90	52,897	709,73	1,6934	0,856	0,969	152,4
80	55,079	700,07	1,6664	0,842	0,962	148,9
70	57,525	690,49	1,6389	0,828	0,956	145,1
60	60,296	680,95	1,6107	0,815	0,952	141,1
50	63,487	671,43	1,5817	0,803	0,953	136,6
40	67,239	661,87	1,5516	0,793	0,960	131,8
30	71,794	652,18	1,5202	0,787	0,981	126,2
20	77,616	642,16	1,4865	0,788	1,029	119,7
10	1274,7	512,73	1,0443	0,792	1,299	420,9
0	1323,8	500,02	0,9985	0,780	1,248	469,1
–10	1368,6	487,73	0,9527	0,773	1,210	512,2
–20	1410,4	475,78	0,9064	0,769	1,181	551,3
–30	1449,8	464,09	0,8593	0,766	1,156	587,1
–40	1487,4	452,65	0,8113	0,762	1,132	620,0
–50	1523,6	441,45	0,7622	0,756	1,108	650,3
–60	1558,7	430,49	0,7119	0,749	1,084	678,1
Изобара $15{,}682\cdot10^5$, Па (t_s = 30 °C)						
200	50,128	820,91	1,9430	1,000	1,083	180,2
190	51,385	810,12	1,9200	0,989	1,075	177,9
180	52,727	799,41	1,8966	0,978	1,067	175,5
170	54,165	788,79	1,8729	0,967	1,058	173,0
160	55,711	778,25	1,8488	0,955	1,050	170,5
150	57,380	767,79	1,8244	0,943	1,041	167,8
140	59,190	757,42	1,7996	0,930	1,033	164,9
130	61,160	747,14	1,7744	0,917	1,024	162,0
120	63,319	736,93	1,7488	0,904	1,016	158,8
110	65,697	726,81	1,7227	0,890	1,009	155,5
100	68,338	716,75	1,6961	0,877	1,002	152,0
90	71,296	706,76	1,6690	0,863	0,997	148,2
80	74,646	696,81	1,6412	0,849	0,994	144,1
70	78,496	686,88	1,6126	0,837	0,994	139,7
60	83,007	676,91	1,5832	0,825	1,001	134,7
50	88,444	666,83	1,5524	0,817	1,018	129,2
40	95,296	656,47	1,5199	0,814	1,059	122,7
30	1159,6	540,09	1,1365	0,842	1,475	311,6

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
20	1223,6	525,95	1,0891	0,812	1,363	372,9
10	1278,0	512,69	1,0431	0,792	1,293	425,3
0	1326,4	500,03	0,9976	0,781	1,244	471,8
–10	1370,8	487,78	0,9519	0,775	1,208	513,6
–20	1412,2	475,85	0,9057	0,771	1,179	551,7
–30	1451,3	464,18	0,8587	0,769	1,155	586,7
–40	1488,8	452,76	0,8107	0,765	1,131	618,9
–50	1524,8	441,56	0,7616	0,759	1,107	648,5
–60	1559,8	430,61	0,7114	0,752	1,083	675,7
Изобара $20{,}084\cdot10^5$, Па ($t_s = 40$ °C)						
200	64,996	819,58	1,9239	1,009	1,098	178,5
190	66,704	808,64	1,9006	0,998	1,091	176,0
180	68,542	797,77	1,8768	0,987	1,083	173,5
170	70,526	786,97	1,8528	0,976	1,076	170,9
160	72,678	776,25	1,8283	0,964	1,069	168,1
150	75,022	765,60	1,8034	0,951	1,062	165,1
140	77,591	755,02	1,7781	0,938	1,055	162,0
130	80,423	744,50	1,7523	0,925	1,048	158,7
120	83,568	734,05	1,7261	0,912	1,043	155,2
110	87,090	723,64	1,6993	0,898	1,038	151,4
100	91,078	713,28	1,6718	0,885	1,036	147,3
90	95,654	702,92	1,6437	0,871	1,036	142,9
80	101,00	692,53	1,6147	0,859	1,042	138,0
70	107,40	682,04	1,5846	0,849	1,058	132,5
60	115,37	671,31	1,5528	0,842	1,092	126,1
50	125,95	660,07	1,5186	0,842	1,168	118,5
40	142,08	647,55	1,4792	0,860	1,378	108,2
30	1167,2	539,79	1,1343	0,837	1,451	323,0
20	1228,8	525,81	1,0874	0,811	1,351	379,9
10	1281,9	512,65	1,0418	0,794	1,285	429,7
0	1329,6	500,05	0,9964	0,783	1,239	474,3
–10	1373,4	487,84	0,9509	0,778	1,204	514,7
–20	1414,4	475,94	0,9048	0,775	1,177	551,7
–30	1453,2	464,29	0,8579	0,772	1,153	585,7
–40	1490,5	452,88	0,8100	0,768	1,130	617,0
–50	1526,4	441,70	0,7610	0,762	1,106	645,9
–60	1561,2	430,76	0,7108	0,755	1,082	672,2
Изобара $25{,}374\cdot10^5$, Па ($t_s = 50$ °C)						
200	83,326	817,92	1,9053	1,020	1,116	176,5
190	85,648	806,78	1,8815	1,009	1,110	174,0

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
180	88,167	795,71	1,8573	0,998	1,104	171,2
170	90,914	784,70	1,8327	0,986	1,099	168,3
160	93,924	773,74	1,8077	0,974	1,093	165,3
150	97,244	762,83	1,7823	0,961	1,088	162,0
140	100,93	751,98	1,7563	0,948	1,083	158,5
130	105,06	741,16	1,7298	0,935	1,080	154,8
120	109,73	730,37	1,7027	0,921	1,078	150,7
110	115,08	719,58	1,6749	0,907	1,080	146,3
100	121,32	708,76	1,6463	0,894	1,085	141,5
90	128,74	697,85	1,6166	0,882	1,099	136,1
80	137,86	686,74	1,5856	0,872	1,127	130,0
70	149,68	675,20	1,5525	0,868	1,187	122,8
60	166,57	662,73	1,5156	0,875	1,330	113,7
50	1001,7	573,50	1,2401	0,888	1,916	194,0
40	1103,6	570,33	1,2304	0,617	1,323	296,4
30	1175,6	539,47	1,1317	0,836	1,427	333,9
20	1234,8	525,67	1,0855	0,813	1,338	386,6
10	1286,5	512,62	1,0402	0,797	1,278	433,7
0	1333,2	500,08	0,9951	0,787	1,234	476,3
–10	1376,5	487,92	0,9497	0,782	1,201	515,2
–20	1417,0	476,05	0,9038	0,779	1,174	550,9
–30	1455,6	464,43	0,8569	0,776	1,151	583,7
–40	1492,5	453,04	0,8091	0,773	1,128	614,1
–50	1528,2	441,87	0,7602	0,767	1,105	642,0
–60	1562,9	430,94	0,7101	0,760	1,081	667,4
Изобара $31{,}712\cdot10^5$, Па ($t_s = 60$ °C)						
200	105,96	815,84	1,8866	1,033	1,140	174,3
190	109,13	804,47	1,8623	1,022	1,135	171,5
180	112,61	793,13	1,8376	1,010	1,131	168,6
170	116,44	781,84	1,8124	0,998	1,127	165,4
160	120,70	770,59	1,7867	0,986	1,124	162,0
150	125,47	759,36	1,7605	0,973	1,122	158,3
140	130,86	748,14	1,7337	0,959	1,121	154,4
130	137,03	736,92	1,7062	0,945	1,123	150,1
120	144,18	725,66	1,6779	0,931	1,129	145,4
110	152,65	714,32	1,6487	0,918	1,141	140,1
100	162,94	702,80	1,6182	0,906	1,165	134,3
90	175,99	690,94	1,5860	0,897	1,212	127,5
80	193,70	678,40	1,5510	0,896	1,310	119,4
70	221,43	664,22	1,5102	0,912	1,577	108,9
60	870,44	591,04	1,2914	0,949	3,176	126,7

Окончание табл. 11

t, °C	ρ, кг/м^3	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	c_v, кДж/(кг·К)	c_p, кДж/(кг·К)	w, м/с
50	1031,2	571,79	1,2329	0,860	1,713	226,8
40	1118,0	569,65	1,2264	0,613	1,271	313,8
30	1184,9	539,14	1,1289	0,838	1,403	343,8
20	1241,6	525,53	1,0833	0,817	1,325	392,5
10	1291,8	512,59	1,0383	0,802	1,269	436,7
0	1337,6	500,12	0,9935	0,793	1,228	477,2
–10	1380,1	488,01	0,9484	0,788	1,197	514,4
–20	1420,2	476,19	0,9025	0,785	1,171	548,7
–30	1458,3	464,59	0,8558	0,783	1,149	580,3
–40	1495,0	453,22	0,8081	0,779	1,126	609,5
–50	1530,4	442,08	0,7592	0,773	1,104	636,3
–60	1564,9	431,16	0,7092	0,767	1,080	660,6
Изобара $35{,}355\cdot10^5$, Па (t_s = 65 °C)						
200	119,31	814,61	1,8772	1,041	1,154	173,1
190	123,03	803,09	1,8526	1,029	1,150	170,2
180	127,14	791,61	1,8275	1,018	1,147	167,1
170	131,69	780,15	1,8020	1,005	1,145	163,8
160	136,80	768,71	1,7759	0,992	1,143	160,2
150	142,56	757,28	1,7492	0,979	1,143	156,3
140	149,15	745,84	1,7218	0,965	1,146	152,0
130	156,78	734,36	1,6937	0,951	1,151	147,4
120	165,78	722,79	1,6646	0,937	1,163	142,3
110	176,68	711,06	1,6344	0,924	1,185	136,6
100	190,34	699,03	1,6026	0,914	1,226	130,0
90	208,52	686,41	1,5683	0,909	1,309	122,3
80	235,54	672,49	1,5294	0,916	1,507	112,7
70	289,55	654,52	1,4777	0,965	2,347	98,8
60	919,32	587,93	1,2808	0,892	2,243	162,9
50	1044,2	571,06	1,2295	0,855	1,647	240,0
40	1125,4	569,32	1,2243	0,614	1,248	321,1
30	1190,0	538,98	1,1274	0,841	1,392	348,1
20	1245,4	525,47	1,0820	0,821	1,318	394,8
10	1294,8	512,58	1,0373	0,807	1,265	437,6
0	1340,1	500,15	0,9926	0,797	1,225	477,1
–10	1382,2	488,07	0,9476	0,792	1,194	513,4
–20	1422,0	476,27	0,9018	0,789	1,169	546,9
–30	1459,9	464,69	0,8552	0,787	1,147	577,8
–40	1496,4	453,33	0,8075	0,783	1,125	606,4
–50	1531,7	442,20	0,7587	0,777	1,103	632,5
–60	1566,1	431,29	0,7087	0,771	1,080	656,2

Таблица 12

Теплофизические свойства хладагента R125 в состоянии насыщения [21]

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a\cdot10^7$, м^2/с	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м^2/с	$\sigma\cdot10^3$, Н/м	$\beta\cdot10^3$, 1/К	Pr
Жидкость										
–50	0,943	1396	1,083	0,0774	0,512	3,89	0,279	13,1	2,48	5,45
–40	1,495	1362	1,101	0,0737	0,391	3,31	0,243	11,8	2,56	4,95
–30	2,268	1327	1,120	0,0703	0,473	2,83	0,213	10,5	2,72	4,50
–20	3,313	1291	1,141	0,0669	0,454	2,44	0,189	9,17	2,86	4,16
–10	4,681	1253	1,166	0,0638	0,437	2,11	0,168	7,91	3,08	3,84
0	6,430	1214	1,196	0,0606	0,417	1,84	0,152	6,68	3,35	3,64
10	8,619	1173	1,235	0,0576	0,398	1,60	0,136	5,48	3,76	3,42
20	11,31	1127	1,286	0,0545	0,376	1,38	0,122	4,32	4,60	3,24
30	14,58	1077	1,361	0,0513	0,350	1,19	0,110	3,21	5,02	3,14
40	18,52	1020	1,483	0,0479	0,317	1,01	0,099	2,18	6,35	3,12
50	23,23	948,6	1,734	0,0470	0,286	0,828	0,0873	1,26	9,25	3,05
Сухой насыщенный пар										
–50	0,943	1396	0,684	0,00831	19,19	0,0955	1,509	–	–	0,79
–40	1,495	1362	0,714	0,00895	12,82	0,100	1,023	–	–	0,80
–30	2,268	1327	0,747	0,00961	8,84	0,105	0,728	–	–	0,82
–20	3,313	1291	0,783	0,0103	6,27	0,110	0,525	–	–	0,84
–10	4,681	1253	0,824	0,0111	4,58	0,116	0,394	–	–	0,86
0	6,430	1214	0,871	0,0119	3,38	0,122	0,301	–	–	0,89
10	8,619	1173	0,928	0,0128	2,52	0,129	0,236	–	–	0,94
20	11,31	1127	1,001	0,0137	1,87	0,137	0,187	–	–	1,00
30	14,58	1077	1,105	0,0148	1,37	0,145	0,148	–	–	1,08
40	18,52	1020	1,274	0,0161	0,966	0,156	0,119	–	–	1,23
50	23,23	948,6	1,634	0,0203	0,695	0,171	0,0956	–	–	1,38

Таблица 13

Термодинамические свойства метана на линиях кипения и конденсации [19]

T, K	ρ′, кг/м^3	ρ″, кг/м^3	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	s', кДж/(кг·K)	s'', кДж/(кг·K)
91	450,97	0,26	217,2	759,4	4,254	10,213
92	449,43	0,29	220,7	761,4	4,292	10,169
93	447,94	0,33	224,1	763,3	4,329	10,127
94	446,49	0,37	227,5	765,2	4,365	10,085
95	445,07	0,41	230,8	767,1	4,400	10,045
96	443,67	0,45	234,1	768,9	4,434	10,006
97	442,28	0,50	237,4	770,8	4,468	9,968
98	440,91	0,56	240,6	772,6	4,502	9,930
99	439,55	0,61	243,9	774,5	4,535	9,894
100	438,19	0,68	247,2	776,3	4,568	9,859
101	436,63	0,74	250,4	778,1	4,600	9,824
102	435,47	0,82	253,7	779,9	4,632	9,791
103	434,11	0,89	257,0	781,6	4,664	9,758
104	432,74	0,98	260,3	783,4	4,696	9,726
105	431,37	1,06	263,6	785,1	7,727	9,694
106	429,99	1,16	266,9	786,9	4,759	9,664
107	428,61	1,26	270,2	788,6	4,790	9,634
108	427,22	1,37	273,6	790,2	4,821	9,605
109	425,81	1,48	277,0	791,9	4,852	9,576
110	424,40	1,60	280,4	793,6	4,883	9,548
111	422,98	1,73	283,8	795,2	4,913	9,521
112	421,55	1,87	287,2	796,8	4,944	9,494
113	420,11	2,01	290,7	798,4	4,975	9,468
114	418,65	2,17	204,1	800,0	5,005	9,442
115	417,19	2,33	297,6	801,5	5,035	9,417
116	415,72	2,50	301,1	803,1	5,065	9,392
117	414,23	2,68	304,6	804,6	5,095	9,368
118	412,74	2,87	308,2	806,1	5,125	9,345
119	411,23	3,07	311,7	807,5	5,155	9,321
120	409,72	3,28	315,3	809,0	5,184	9,299
121	408,19	3,50	318,9	810,4	5,214	9,276
122	406,65	3,73	322,5	811,8	5,243	9,254
123	405,10	3,97	326,1	813,2	5,273	9,233
124	403,54	4,23	329,7	814,6	5,302	9,212
125	401,97	4,49	333,4	815,9	5,331	9,191

Продолжение табл. 13

T, K	ρ′, кг/м^3	ρ″, кг/м^3	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	s', кДж/(кг·K)	s'', кДж/(кг·K)
126	400,38	4,77	337,1	817,2	5,360	9,170
127	398,78	5,06	340,7	818,5	5,388	9,150
128	397,18	5,37	344,4	819,7	5,417	9,130
129	395,55	5,68	348,1	821,0	5,445	9,111
130	393,92	6,02	351,9	822,2	5,478	9,091
131	392,27	6,36	355,6	823,3	5,502	9,072
132	390,61	6,73	359,3	824,5	5,530	9,054
133	388,94	7,10	363,1	825,6	5,558	9,035
134	387,25	7,50	366,9	826,7	5,585	9,017
135	385,55	7,90	370,6	827,7	5,613	8,999
136	383,84	8,33	374,4	828,8	5,640	8,981
137	382,10	8,77	378,2	829,8	5,668	8,963
138	380,36	9,24	382,1	830,7	5,695	8,946
139	378,59	9,72	385,9	831,6	5,722	8,929
140	376,81	10,22	389,8	832,5	5,749	8,912
141	375,01	10,74	393,6	833,4	5,776	8,895
142	373,20	11,28	397,5	834,2	5,803	8,878
143	371,36	11,84	401,4	835,0	5,830	8,861
144	369,51	12,42	405,4	835,7	5,856	8,845
145	367,63	13,03	409,3	836,4	5,883	8,828
146	365,73	13,66	413,3	837,0	5,909	8,812
147	363,82	14,31	417,2	837,7	5,936	8,796
148	361,88	14,99	421,2	838,2	5,962	8,779
149	359,91	15,70	425,3	838,8	5,988	8,73
150	357,82	16,43	429,3	839,2	6,014	8,747
151	355,91	17,19	433,4	839,7	6,040	8,731
152	353,86	17,98	437,5	840,0	6,067	8,715
153	351,79	18,81	441,6	840,4	6,093	8,699
154	349,69	19,66	445,7	840,6	6,119	8,683
155	347,56	20,55	449,9	840,8	6,145	8,667
156	345,40	21,47	454,1	841,0	6,171	8,651
157	343,20	22,43	458,4	841,1	6,197	8,635
158	340,97	23,43	462,6	841,1	6,223	8,618
159	338,70	24,46	466,9	841,1	6,249	8,602
160	336,39	25,54	471,3	841,0	6,275	8,586

Окончание табл. 13

T, K	ρ′, кг/м³	ρ″, кг/м³	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	s', кДж/(кг·K)	s'', кДж/(кг·K)
161	334,04	26,66	475,7	840,9	6,301	8,569
162	331,68	27,83	480,1	840,6	6,327	8,553
163	329,20	29,05	484,6	840,3	6,354	8,536
164	326,71	30,32	489,1	839,9	6,380	8,519
165	324,17	31,65	493,7	839,5	6,407	8,502
166	321,57	33,03	498,4	838,9	6,433	8,485
167	318,91	34,47	503,0	838,2	6,460	8,467
168	316,19	35,98	507,8	837,5	6,487	8,449
169	313,40	37,56	512,6	836,6	6,514	8,431
170	310,55	39,22	517,5	835,7	6,541	8,413
171	307,61	40,95	522,5	834,6	6,569	8,394
172	304,59	42,78	527,5	833,4	6,597	8,375
173	301,47	44,69	532,7	832,0	6,625	8,355
174	298,26	46,71	537,9	830,6	6,653	8,335
175	294,94	48,85	543,3	828,9	6,682	8,314
176	291,51	51,10	548,7	827,1	6,711	8,293
177	287,94	53,50	554,3	825,1	6,741	8,271
178	284,23	56,04	560,1	822,9	6,771	8,248
178	280,35	58,75	565,9	820,5	6,802	8,224
180	276,29	61,66	572,0	817,8	6,834	8,119
181	272,02	64,79	578,3	814,9	6,866	8,173
182	267,52	68,16	584,8	811,6	6,900	8,146
183	262,73	71,84	591,6	807,9	6,935	8,117
184	257,61	75,86	598,7	803,8	6,971	8,036
185	252,09	80,31	606,2	799,2	7,009	8,052
186	246,08	85,29	614,1	794,0	7,049	8,016
187	239,43	90,94	622,7	788,0	7,092	7,976
188	231,93	97,51	632,2	780,9	7,140	7,931
189	223,20	105,37	642,8	772,3	7,193	7,878
190	212,54	115,30	655,4	761,5	7,256	7,814

Таблица 14

Теплофизические свойства метана в состоянии насыщения

T, K	p, МПа	Состояния	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг·K)	w, м/с	μ K/МПа	η·10⁶, Вт/(м·K)	λη·10³, Вт/(м·K)	σ·10³, Н/м²
92	0,013	ж	449,4	3,430	1476,4	– 0,45	200,7	219,4	–
		п	0,29	2,047	251,5	36,0	3,56	9,67	–
94	0,017		446,5	3,336	1413,3	–0,47	187,3	214,9	15,90
			0,37	2,057	254,0	38,31	3,61	9,91	
96	0,022		443,7	3,285	1369,3	–0,48	175,6	210,8	14,71
			0,45	2,069	256,3	38,96	3,67	10,15	
98	0,027		440,9	3,261	1337,6	–0,48	165,2	206,9	14,52
			0,56	2,083	258,6	38,00	3,72	10,40	
100	0,034		438,2	3,259	1313,7	–0,48	156,0	203,4	13,60
			0,68	2,098	260,8	38,60	3,78	10,65	
110	0,088		424,4	3,390	1238,8	–0,44	121,0	187,2	11,21
			1,60	2,196	270,9	33,62	4,06	11,91	
120	0,192		409,7	3,563	1168,1	–0,38	96,9	172,1	9,30
			3,28	2,326	277,7	28,06	4,38	13,25	
130	0,369		339,9	3,699	1084,7	–0,31	79,5	157,3	7,42
			6,02	2,490	282,6	23,66	4,79	14,72	
140	0,643		376,8	3,836	9,88,9	–0,22	66,3	142,6	5,52
			10,22	2,705	284,9	20,44	5,30	16,04	
150	1,042		357,9	4,042	883,6	–0,08	58,8	128,0	4,05
			16,43	3,010	284,6	18,06	5,95	17,99	
160	1,594		336,4	4,414	768,4	0,15	46,7	113,3	2,56
			25,54	3,501	281,3	16,22	6,76	20,50	
170	2,332		310,5	5,170	641,6	0,55	38,8	98,7	1,048
			39,22	4,444	274,9	14,64	7,81	24,10	
180	3,288		276,3	7,248	4,99,0	1,38	31,2	85,1	0,865
			61,66	7,019	265,2	12,92	9,30	30,59	
182	3,510		267,5	8,180	467,8	1,66	29,5	82,2	0,0640
			68,16	8,176	263,0	12,48	9,45	33,6	
184	3,740		257,6	9,596	435,5	2,01	27,8	79,0	–
			75,86	9,930	260,8	11,98	9,81	36,5	
186	3,990		246,1	12,004	401,7	2,47	26,0	76,0	–
			85,29	12,895	258,7	11,37	10,20	40,9	
188	4,249		231,9	16,979	366,0	3,11	23,6	73,1	–
			97,51	18,922	257,1	10,58	11,30	45,5	
190	4,523		212,5	32,837	327,1	4,07	19,3	70,0	–
			115,30	37,455	257,0	9,47	13,30	52,0	

Таблица 15

Термодинамические свойства фреона-170 (этана) в состоянии насыщения [6]

T, K	$p \cdot 10^{-5}$, Па	v', м^3/кг	v'', м^3/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
89,88	–	0,001518	–	179,01	780,20	2,571	9,260
90	–	0,001525	–	179,29	780,06	2,574	9,250
100	0,00007	0,001556	–	202,02	790,55	2,814	8,699
110	0,00077	0,001587	–	224,80	801,24	3,031	8,272
120	0,00350	0,001618	–	247,65	812,24	3,230	7,935
130	0,01288	0,001649	–	270,61	823,64	3,414	7,669
140	0,03834	0,001682	–	293,73	835,59	3,585	7,456
150	0,09680	0,001713	4,2653	317,05	847,77	3,747	7,284
160	0,2147	0,001746	2,0419	340,61	860,10	3,898	7,145
170	0,4291	0,001779	1,0776	364,42	872,23	4,042	7,030
180	0,7879	0,001813	0,6143	388,49	883,76	4,178	6,929
184,52	1,013	0,001830	0,4899	399,52	889,19	4,237	6,890
190	1,347	0,001850	0,3795	412,84	894,37	4,309	6,842
200	2,174	0,001890	0,2446	437,50	903,74	4,450	6,767
210	3,340	0,001935	0,1611	463,53	912,82	4,558	6,701
220	4,921	0,001985	0,1058	486,10	921,35	4,675	6,645
230	7,002	0,002042	0,07842	514,34	929,18	4,794	6,597
240	9,675	0,002107	0,05694	541,41	935,72	4,909	6,552
250	13,02	0,002182	0,04217	569,45	940,22	5,023	6,508
260	17,12	0,002272	0,03160	598,79	943,27	5,137	6,463
270	22,08	0,002382	0,02379	629,79	943,23	5,254	6,417
280	28,01	0,002523	0,01787	663,10	941,14	5,376	6,368
290	35,10	0,002743	0,01297	700,28	930,10	5,505	6,297
300	43,65	0,003162	0,008391	753,08	892,31	5,696	6,151
305,5	49,13	0,004713	0,004713	835,57	835,87	5,939	5,939

Таблица 16

Термодинамические свойства пропана (хладагента R290) на линии насыщения [14]

T, K	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ', кг/м^3	ρ'', кг/м^3	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
200	0,2019	615,8	0,5359	332,71	795,04	462,33	3,2900	5,6016
210	0,3604	504,8	0,9135	354,05	806,24	452,19	3,3941	5,5474
220	0,6059	593,7	1,481	375,88	817,50	441,62	3,4957	5,3030
230	0,9675	582,3	2,289	398,20	828,78	430,58	3,5949	4,4670
240	1,478	570,6	3,399	421,02	840,00	418,98	3,6920	5,7377
250	2,175	558,5	4,886	444,31	851,08	406,77	3,7871	4,4141
260	3,096	546,0	6,845	468,06	861,92	393,86	3,8802	5,3950
270	4,284	533,1	9,351	492,27	872,40	380,13	3,9716	5,3794
280	5,784	519,5	12,49	506,98	882,42	365,44	4,0614	5,3665
290	7,756	505,2	16,53	542,25	891,86	349,61	4,1500	5,3556
300	9,920	490,0	21,57	568,25	900,66	332,41	4,2382	5,3462
310	12,66	473,6	27,92	595,23	908,70	313,47	4,3266	5,3378
320	15,93	455,6	35,82	623,55	915,88	292,33	4,4165	5,3300
330	19,79	435,6	46,02	653,74	921,25	268,31	4,5093	5,3221
340	24,31	412,3	59,17	686,49	929,30	239,81	4,6071	5,3124
350	29,55	383,9	77,04	729,74	927,25	204,51	4,7121	5,2964
360	35,59	344,8	104,3	763,65	919,03	155,38	4,8272	5,2588
369	42,41	220,0		810,20		0,00	4,9547	

Таблица 17

Термодинамические свойства н-бутана на линии насыщения [8]

T, K	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ′, кг/м^3	ρ″, кг/м^3	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
210	0,0402	664,5	0,137	362,8	791,1	428,2	1,430	3,470
220	0,0779	654,8	0,254	383,6	806,1	422,5	1,527	3,447
230	0,1412	645,0	0,441	404,6	821,0	416,3	1,620	3,421
240	0,2420	635,0	0,726	426,0	835,9	409,8	1,712	3,419
250	0,3946	624,8	0,139	447,8	850,7	402,9	1,801	3,412
260	0,6159	614,5	1,718	470,1	865,6	395,5	1,888	3,409
270	0,9255	603,9	2,507	492,7	880,4	387,7	1,973	3,409
280	1,345	593,1	3,536	515,9	895,2	379,3	2,058	3,412
290	1,897	581,9	4,869	539,6	910,0	370,3	2,141	3,418
300	2,607	570,5	6,559	564,0	924,7	360,7	2,223	3,425
310	3,502	558,6	8,671	588,9	939,3	350,4	2,305	3,435
320	4,608	546,3	11,28	614,5	946,6	339,3	2,386	3,447
330	5,954	533,4	14,49	640,9	968,1	327,2	2,468	3,459
340	7,572	519,8	18,42	668,1	982,2	314,1	2,549	3,473
350	9,494	505,4	23,24	696,2	995,2	299,7	2,630	3,486
360	11,75	489,9	29,16	725,3	1009,0	283,7	2,712	3,500
370	14,39	473,2	36,49	755,4	1021,3	265,9	2,795	3,513
380	17,45	454,6	45,71	786,6	1032,0	245,7	2,878	3,525
390	20,98	433,5	57,55	819,2	1041,3	222,2	2,962	3,532
400	25,03	408,5	73,36	853,1	1047,0	193,9	3,048	3,533
410	29,67	376,6	96,13	888,6	1045,9	157,3	3,136	3,520
420	34,97	326,5	136,7	925,7	1026,5	100,8	3,225	3,465
425,16	37,98	225,0		945,7		0,0	3,272	

Таблица 18

Термодинамические свойства хладагента С318 на линии насыщения [9]

T, K	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ′, кг/м^3	ρ″, кг/м^3	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг	s', кДж/(кг·К)	s'', кДж/(кг·К)
232,96	0,0194	1753	1,979	458,61	584,61	126,07	0,8363	1,3774
240	0,0283	1729	2,837	465,59	590,60	125,00	0,8658	1,3867
250	0,0468	1694	4,604	475,73	597,87	122,14	0,9072	1,3957
260	0,0743	1657	7,169	486,09	605,26	119,17	0,9478	1,4062
270	0,1138	1620	10,73	496,64	612,84	116,20	0,9876	1,4180
280	0,1683	1582	15,51	507,36	620,28	112,91	1,0266	1,4299
290	0,2412	1542	21,81	518,26	627,30	109,04	1,0649	1,4408
300	0,3357	1501	29,97	529,33	633,74	104,40	1,1024	1,4504
310	0,4551	1451	40,44	540,61	639,63	99,01	1,1394	1,4588
320	0,6025	1410	53,80	522,14	645,10	92,96	1,1760	1,4665
330	0,7813	1361	70,87	563,97	650,38	86,41	1,2123	1,4742
340	0,9955	1306	92,79	576,19	655,68	79,49	1,2488	1,4826
350	1,250	1246	121,4	580,90	661,13	72,22	1,2856	1,4920
360	1,553	1176	159,7	602,24	666,62	64,38	1,3232	1,5020
370	1,916	1090	214,2	616,35	671,48	55,13	1,3618	1,6108
380	2,355	968,3	303,1	631,44	673,15	41,71	1,4019	1,5117
388,37	2,798	616,0		650,12		0,00	1,4570	

Таблица 19

Теплофизические свойства хладагента R22 в состоянии насыщения [20]

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	r, кДж/кг	ρ', кг/м^3	ρ'', кг/м^3	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a\cdot10^7$, м^2/с	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м^2/с	$\sigma\cdot10^4$, Н/м	β, 1/К	Pr
–60	0,03747	245,5	1463	1,863	1,085	0,125	0,787	–	–	215	15,3	–
–50	0,06458	239,4	1435	3,092	1,094	0,120	0,764	3,72	0,259	199	16,8	3,39
–40	0,1053	233,0	1406	4,884	1,104	0,115	0,741	3,36	0,239	182	18,4	3,22
–30	0,1640	226,4	1377	7,398	1,116	0,110	0,716	2,93	0,213	166	20,1	2,97
–20	0,2455	219,5	1347	10,82	1,130	0,105	0,690	2,60	0,193	150	22,1	2,80
–10	0,3555	212,2	1315	15,36	1,147	0,101	0,670	2,30	0,175	133	24,1	2,61
0	0,4981	204,4	1282	21,28	1,167	0,096	0,642	2,08	0,162	117	26,3	2,54
10	0,6809	196,1	1248	28,87	1,193	0,091	0,611	1,88	0,151	102	29,1	2,47
20	0,9097	187,1	1211	38,53	1,226	0,087	0,586	1,69	0,140	87	32,7	2,39
30	1,1913	177,3	1172	50,76	1,269	0,082	0,551	1,52	0,130	72	37,7	2,36
40	1,5327	166,4	1130	66,25	1,330	0,078	0,518	1,34	0,119	58	44,9	2,31
50	1,9418	154,1	1083	86,02	1,416	0,070	0,456	1,18	0,109	45	55,0	2,39
60	2,4267	139,9	1031	111,7	1,546	0,066	0,414	1,07	0,104	33	69,6	2,51
70	2,9971	122,8	972	146,3	1,764	0,061	0,356	0,95	0,098	21	–	2,75
80	3,6640	101,1	894	196,2	2,215	0,053	0,268	0,80	0,090	11	–	3,35

Таблица 20

Теплофизические свойства сухого насыщенного пара R22 [20]

t, °C	$p\cdot10^{-5}$, Па	ρ, кг/м^3	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	$a\cdot10^7$, м^2/с	$\mu\cdot10^4$, Па·с	$\nu\cdot10^6$, м^2/с	Pr
–80	0,01033	0,560	257,4	0,531	0,48	16,13	8,59	15,33	0,95
–70	0,02042	1,058	251,5	0,550	0,54	9,28	9,18	8,68	0,94
–60	0,03747	1,836	245,5	0,571	0,60	5,64	9,59	5,15	0,91
–50	0,06453	3,092	239,4	0,592	0,66	3,60	9,99	3,23	0,90
–30	0,1053	4,884	233,0	0,619	0,72	2,38	10,50	2,15	0,90
–40	0,164	7,398	226,4	0,648	0,78	1,63	10,88	1,47	0,90
–20	0,2455	10,82	219,5	0,679	0,84	1,14	11,25	1,04	0,91
–10	0,355	15,36	212,2	0,714	0,90	0,821	11,72	0,763	0,93
0	0,4981	21,28	204,4	0,754	0,97	0,604	11,98	0,563	0,93
10	0,6809	28,87	196,1	0,801	1,05	0,454	12,25	0,424	0,93
20	0,9097	38,53	187,1	0,856	1,11	0,343	12,68	0,329	0,96
30	0,1913	50,76	177,3	0,924	1,23	0,262	12,84	0,253	0,96
40	1,5327	66,25	166,4	1,010	1,34	0,200	13,18	0,199	0,99
50	1,9418	86,02	154,1	1,126	1,47	0,152	13,60	0,158	1,04
60	2,4267	111,7	139,9	1,299	1,63	0,112	13,96	0,125	1,12
70	2,9971	146,3	122,8	1,594	1,84	0,079	14,15	0,0967	1,22
80	3,664	196,2	101,1	2,245	2,13	0,048	14,35	0,0731	1,51

Таблица 21

Термодинамические свойства хладагента R 142 в состоянии насыщения [7]

t, °С	*p*, МПа	υ′, м³/кг	υ м³/кг	ρ′, кг/м³	ρ″, кг/м³	*i*′, кДж/кг	*i*″, кДж/кг	*r*, кДж/кг	*S*′, кДж/(кг·К)	*S*″, кДж/(кг·К)
–60	0,0723	0,7594	2,428	1,3169	0,4119	331,2	579,6	248,4	3,717	4,882
–58	0,0824	0,7621	2,148	1,3122	0,4657	333,3	580,9	247,6	3,727	4,877
–56	0,0937	0,7649	1,905	1,3074	0,5250	335,5	582,2	246,7	3,737	4,873
–54	0,1063	0,7676	1,694	1,3027	0,5904	337,7	583,5	245,8	3,747	4,868
–52	0,1203	0,7704	1,510	1,2980	0,6623	339,9	584,8	2,44,9	3,757,	4,862
–50	0,1257	0,7733	1,349	1,2932	0,7412	342,1	586,1	244,0	3,767	4,860
–48	0,1528	0,7762	1,209	1,2884	0,8275	344,3	587,4	243,1	3,776	4,856
–46	0,1715	0,7791	1,085	1,2836	0,9217	346,5	588,8	242,3	3,786	4,853
–44	0,1922	0,7820	0,9762	1,2788	1,024	348,7	590,1	241,4	3,796	4,849
–42	0,2148	0,7850	0,88802	1,2740	1,136	350,9	691,4	240,5	3,806	4,846
–40	0,2395	0,7880	0,7953	1,2691	1,257	353,2	592,7	239,6	3,815	5,843
–38	0,2666	0,7910	0,7200	1,2642	1,389	355,4	594,1	238,6	3,825	4,840
–36	0,2960	0,7941	0,6531	1,2593	1,531	357,7	595,4	237,7	3,834	4,837
–34	0,3281	0,7972	0,5936	1,2544	1,685	360,0	596,8	236,8	3,844	4,834
–32	0,3629	0,8003	0,5404	1,2495	1,850	362,2	598,1	235,9	3,853	4,831
–30	0,4006	0,8035	0,4929	1,2446	2,029	364,5	599,4	234,9	3,863	4,829
–28	0,4415	0,8067	0,4504	1,2396	2,220	366,8	600,8	234,0	3,872	4,827
–26	0,4856	0,8100	0,4122	1,2346	2,426	368,1	602,1	233,0	3,882	4,824
–24	0,5332	0,8133	0,3778	1,2296	2,647	371,4	603,5	232,1	3,891	4,822
–22	0,5845	0,8166	0,3469	1,2246	2,883	373,8	604,9	231,1	3,900	4,820
–20	0,6396	0,8200	0,3190	1,2195	3,135	376,1	606,2	230,1	3,909	4,818
–18	0,6988	0,8234	0,2938	1,2144	3,404	378,4	607,6	229,1	3,919	4,817
–16	0,7623	0,8269	0,2709	1,2093	3,691	380,8	608,9	228,1	3,928	4,815
–14	0,8303	0,8304	0,2502	1,2042	3,997	383,2	610,3	227,1	3,937	4,813
–12	0,9030	0,8340	0,2314	1,1991	4,322	385,5	611,6	226,1	3,946	4,812

Продолжение табл. 21

t, °С	*p*, МПА	υ′, м³/кг	υ″, м³/кг	ρ′, кг/м³	ρ″, кг/м³	*i*′, кДж/кг	*i*″, кДж/кг	*r*, кДж/кг	*S*′, кДж/(кг·К)	*S*″, кДж/(кг·К)
–10	0,9806	0,8376	0,2142	1,1939	4,668	387,9	613,0	225,1	3,955	4,810
–8	1,063	0,8412	0,1986	1,1887	5,035	390,3	614,4	224,0	3,964	4,809
–6	1,152	0,8449	0,1844	1,1835	5,424	392,7	615,7	223,0	3,973	4,808
–4	1,245	0,8487	0,1714	1,1783	5,836	395,1	617,1	221,9	3,982	4,807
–2	1,345	0,8525	0,1594	1,1730	6,272	397,6	618,4	220,9	3,991	4,806
0	1,451	0,8564	0,1485	1,1677	6,733	400,0	619,8	219,8	4,000	4,805
2	1,563	0,8603	0,1385	1,1624	7,220	402,4	621,2	218,7	4,009	4,804
4	1,682	0,8643	0,1293	1,1570	7,733	404,9	622,5	217,6	4,018	4,803
6	1,808	0,8683	0,1208	1,1516	8,275	407,4	623,9	216,5	4,027	0,802
8	1,941	0,8724	0,1130	1,1462	8,847	409,8	625,2	215,4	4,035	4,801
10	2,081	0,8766	0,1058	1,1408	9,448	412,3	626,6	214,3	4,044	4,801
12	2,229	0,8808	0,09920	1,1353	10,08	414,8	627,9	213,1	4,053	4,800
14	2,385	0,8851	0,09306	1,1298	10,75	417,3	629,3	211,9	4,062	4,800
16	2,549	0,8895	0,08738	1,1243	11,44	419,9	630,6	210,8	4,070	4,799
18	2,722	0,8939	0,08211	1,1187	12,18	422,4	632,0	209,6	4,079	4,799
20	2,904	0,8984	0,07723	1,1131	12,95	424,9	633,3	208,4	4,088	4,798
22	3,095	0,9030	0,07269	1,1074	13,76	427,5	634,6	207,2	4,096	4,798
24	3,295	0,9077	0,06848	1,1017	14,60	430,0	636,0	205,9	4,105	4,798
26	3,505	0,9124	0,06455	1,0960	15,49	432,6	637,3	204,7	4,113	4,798
28	3,725	0,9172	0,06090	1,0903	16,42	435,2	638,6	203,4	4,122	4,797
30	3,956	0,9221	0,05750	1,0845	17,39	437,8	640,0	202,2	4,130	4,797
32	4,197	0,9271	0,05432	1,0786	18,41	440,4	641,3	200,9	4,139	4,797
34	4,449	0,9322	0,05135	1,0727	19,47	443,0	642,6	199,6	4,147	4,797
36	4,713	0,9374	0,04858	1,0668	20,59	445,7	643,9	198,2	4,156	4,797
38	4,988	0,9427	0,04598	1,0608	21,75	448,3	645,2	196,9	4,164	4,797
40	5,275	0,9480	0,04355	1,0548	22,96	451,0	646,5	195,5	4,173	4,797

Продолжение табл. 21

t, °C	*p*, МПа	υ′, $м^3$/кг	υ″, $м^3$/кг	ρ′, кг/$м^3$	ρ″, кг/$м^3$	*i*′, кДж/кг	*i*″, кДж/кг	*r*, кДж/кг	*S*′, кДж/(кг·К)	*S*″, кДж/(кг·К)
42	5,574	0,9535	0,04127	1,0487	24,23	453,6	647,8	194,2	4,181	4,797
44	5,886	0,9591	0,3913	1,0426	25,56	456,3	649,1	192,8	4,190	4,798
46	6,211	0,9649	0,03712	1,0364	26,94	459,0	650,4	191,3	4,198	4,798
48	6,549	0,9707	0,03524	1,0302	28,38	461,8	651,6	189,9	4,206	4,798
50	6,901	0,9766	0,03346	1,0239	29,88	464,5	652,9	188,4	4,125	4,798
52	7,268	0,9827	0,03179	1,0176	31,45	467,2	654,2	186,9	4,223	4,798
54	7,648	0,9890	0,03022	1,0112	33,09	470,0	655,4	185,4	4,232	4,798
56	8,043	0,9953	0,02874	1,0047	34,80	472,8	656,7	183,9	4,240	4,799
58	8,454	1,0019	0,02734	0,9981	36,58	475,6	657,9	182,3	4,248	4,799
60	8,880	1,0085	0,02602	0,9915	38,43	478,4	659,1	180,7	4,257	4,799
62	9,321	1,0154	0,02477	0,9849	40,37	481,2	660,4	179,1	4,265	4,799
64	9,780	1,0224	0,2359	0,9781	42,38	484,1	661,6	177,5	4,273	4,800
66	10,25	1,0296	0,02248	0,9713	44,49	487,0	662,8	175,8	4,282	4,800
68	10,75	1,0369	0,02142	0,9644	46,68	489,9	664,0	174,1	4,290	4,800
70	11,26	1,0445	0,02042	0,9574	48,97	492,8	665,1	172,3	4,299	4,801
72	11,78	1,0523	0,01947	0,9503	51,36	495,8	666,3	170,5	4,307	4,801
74	12,33	1,0603	0,01857	0,9431	53,85	498,8	667,5	168,7	4,135	4,801
76	12,89	1,0686	0,01772	0,9358	56,44	501,8	668,6	166,8	4.324	4,802
78	13,48	1,0771	0,01690	0,9284	59,16	504,8	669,7	164,9	4,332	4,802
80	14,08	1,0859	0,01613	0,9209	61,99	507,9	670,8	163,0	4,341	4,802
82	14,70	1,0949	0,01540	0,9133	64,95	511,0	671,9	160,9	4,349	4,803
84	15,35	1,1043	0,01470	0,9056	68,04	514,1	673,0	158,9	4,358	4,803
86	16,01	1,1139	0,01403	0,8977	71,27	517,3	674,0	156,7	4,367	4,803
88	16,70	1,1240	0,01340	0,8897	74,65	520,5	675,1	154,6	4,375	4,803
90	17,41	1,1344	0,01279	0,8815	78,20	523,8	676,1	152,3	4,384	4,804
92	18,14	1,1152	0,01221	0,8732	81,91	527,1	677,1	150,0	4,393	4,804

Окончание табл. 21

t, °C	*p*, МПа	υ′, $м^3$/кг	υ′ $м^3$/кг ′,	ρ′, кг/$м^3$	ρ″, кг/$м^3$	*i*′, кДж/кг	*i*″, кДж/кг	*r*, кДж/кг	*S*′, кДж/(кг·К)	*S*″, кДж/(кг·К)
94	18,89	1,1564	0,01166	0,8647	85,80	530,4	678,0	147,6	4,402	4,804
96	19,67	1,1682	0,01113	0,8560	89,88	533,8	679,0	145,1	4,411	4,804
98	20,47	1,1804	0,01062	0,8472	94,17	537,3	679,9	142,6	4,420	4,804
100	21,30	1,1932	0,01013	0,8381	98,68	540,8	680,7	139,9	4,429	4,804
102	22,15	1,2066	0,00967	0,8287	103,4	544,4	681,6	137,2	4,439	4,804
104	23,03	1,2208	0,00922	0,8192	108,4	548,1	682,4	134,3	4,448	4,804
106	23,93	1,2357	0,00879	0,8093	113,7	551,8	683,1	131,3	4,458	4,804
108	24,86	1,2514	0,00838	0,7991	119,4	555,6	683,8	128,2	4,467	4,804
110	25,82	1,2682	0,00798	0,7885	125,3	559,5	684,5	125,0	4,477	4,803
112	26,81	1,2860	0,00760	0,7776	131,6	563,5	685,1	121,6	4,487	4,803
114	27,82	1,3051	0,00723	0,7662	138,4	567,6	685,6	118,0	4,498	4,802
116	28,87	1,3258	0,00687	0,7543	145,6	571,9	686,1	114,2	4,508	4,802
118	29,84	1,3481	0,00652	0,7418	153,4	576,2	686,5	110,3	4,519	4,801
120	31,05	1,3726	0,00618	0,7286	161,7	581,7	686,8	106,0	4,530	4,800
122	32,18	1,3996	0,00586	0,7145	170,8	585,4	686,9	101,5	4,542	4,799
124	33,35	1,4299	0,00554	0,6993	180,7	590,4	687,0	96,6	4,554	4,797
126	34,55	1,4644	0,00522	0,6829	191,5	595,5	686,9	91,4	4,566	4,795
128	35,79	1,5047	0,00491	0,6646	203,6	601,0	686,6	85,6	4,579	4,793
230	37,06	1,5534	0,00461	0,6437	217,1	606,8	686,1	79,2	4,593	4,790
132	38,36	1,6157	0,00430	0,6189	323,5	613,3	685,3	72,0	4,609	4,787
134	39,71	1,7052	0,00399	0,5864	250,4	620,7	684,1	63,4	4,627	4,782
136	41,08	1,8954	0,00368	0,5376	271,6	631,3	682,3	51,1	4,652	4,777

Таблица 22

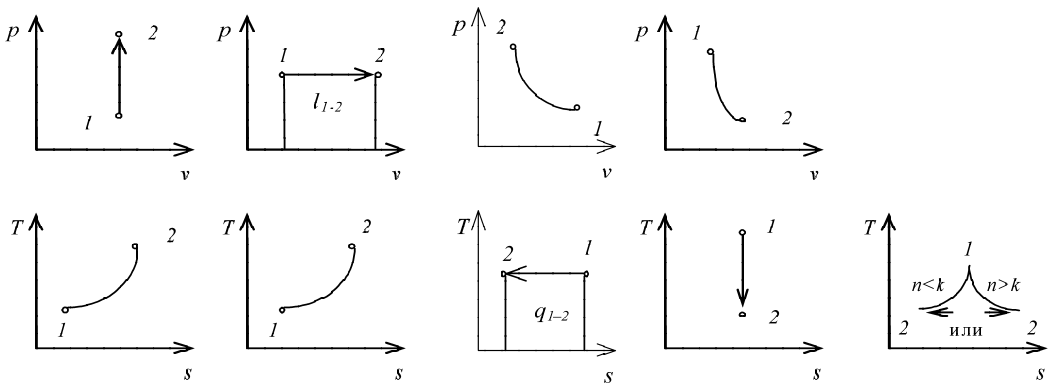
Формулы обратимых процессов для 1 кг газа

Наименование	Процессы				
	изохорный	изобарный	изотермический	адиабатный	политропный
Уравнение процесса	$\frac{p_1}{p_2}=\frac{T_1}{T_2}$	$\frac{v_1}{v_2}=\frac{T_1}{T_2}$	$p_1v_1 = p_2v_2$	$p_1v_1^k = p_2v_2^k$	$p_1v_1^n = p_2v_2^n$
Показатель	$\pm\infty$	0	1	k	n
Уравнение первого закона термодинамики	$\delta q = du$ $\delta q = c_v dT$	$\delta q = du+RdT$ $\delta q = c_p dT$	$\delta q = dl$ $\delta q = p\,dv$	$-du = \delta l$ $du = -p\,dv$	$\delta q = du + \delta l$ $\delta q = c_v dT + p\,dv$ $\delta q = dh - vdp$
Теплоемкость	$c_v = du/dT$	$c_p = dh/dT$	$c = \infty$	$c = 0$	$c = c_v\frac{n-k}{n-1}$
Внешняя работа	$l = 0$	$l = p(v_2 - v_1)$	$l = RT\ln\frac{v_2}{v_1}$	$l=\frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$	$l=\frac{1}{n-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$
Техническая работа	$l_{\text{тех}} = v(p_2 - p_1)$	$l_{\text{тех}} = 0$	$l_{\text{тех}} = l$	$l_{\text{тех}} = h_1 - h_2$ $l_{\text{т}}=\frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$	$l_{\text{тех}} = -\int_1^2 vdp$ $l=\frac{1}{n-1}(p_1v_1 - p_2v_2)$
Количество теплоты	$q = c_v(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1)$ $q = h_2 - h_1$	$q = l$	$q = 0$	$q = c_v\frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1)$

Окончание табл. 22

Наименование	Процессы				
	изохорный	изобарный	изотермический	адиабатный	политропный
Изменение внутренней энергии	$u_2 - u_1 = q$	$u_2 - u_1 =$ $= c_v(T_2 - T_1)$	$u_2 - u_1 = 0$	$-(u_2 - u_1) =$ $= c_v(T_2 - T_1)$	$u_2 - u_1 =$ $= c_v(T_2 - T_1)$
Изменение энтальпии	$h_2 - h_1 =$ $= (u_2 - u_1) + v(p_2 - p_1)$	$h_2 - h_1 = q$	$h_2 - h_1 = 0$	$h_2 - h_1 =$ $= (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1)$	$h_2 - h_1 =$ $= (u_2 - u_1) + (p_2v_2 - p_1v_1)$
Изменение энтропии	$s_2 - s_1 = c_v\ln\frac{T_2}{T_1}$	$s_2 - s_1 = c_p\ln\frac{T_2}{T_1}$	$s_2 - s_1 = \frac{q_{1-2}}{T}$	$s_2 - s_1 = 0$	$s_2 - s_1 =$ $= c_v\frac{n-k}{n-1}\ln\frac{T_2}{T_1}$

Изображение процесса в диаграммах



Основные обозначения

p – давление, Н/м^2 (Па), бар;
v – объем удельный, м^3/кг;
ρ – плотность, кг/м^3;
V – объем, м^3, объемный расход, м^3/с;
T – абсолютная температура, К;
t – температура по шкале Цельсия, °С;
M – масса, кг, массовый расход, кг/с;
N – мощность, Вт;
n – показатель политропы;
μ – масса киломоля вещества, кг/кмоль;
R – газовая постоянная удельная, Дж/(кг·К);
R_μ – газовая постоянная универсальная, Дж/(кмоль·К);
z – коэффициент сжимаемости;
C – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К);
c_v – удельная массовая теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·К);
c_p – удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К);
$T_{н.к}$ – нормальная температура кипения, К;
$T_{тр}$ – температура тройной точки, К;
w – скорость звука, м/с;
к – показатель адиабаты;
n – показатель политропы;
u, U – внутренняя энергия, Дж/кг; Дж;
h – удельная энтальпия, Дж/кг;
H – энтальпия, Дж;
s – удельная энтропия, Дж/(кг·К);
S – энтропия, Дж/К;
l – удельная работа, Дж/кг;
L – работа, Дж/кг;
q – удельное количество теплоты, Дж/кг;
Q – количество теплоты, кДж;
r – теплота парообразования, Дж/кг;
x – степень сухости, кг/кг;
a – скорость звука;
z – фактор (коэффициент) сжимаемости;
η_t – термический КПД;
ε – холодильный коэффициент;
φ – коэффициент термотрансформации (отопительный коэффициент);
ξ – тепловой коэффициент;
ϕ – свободная энергия.

Индексы:
0 – температурный уровень, с которого производится отсчет теплоты в холодильном цикле, идеальное газовое состояние;
1 – начальное состояние системы;
2 – конечное состояние системы;
кр – критическое состояние;
тр – состояние вещества в тройной точке;
н – состояние насыщения;
т. к. – нормальная точка кипения;
m – средний;
$'$ – на линии кипения;
$''$ – на линии конденсации.

Рекомендуемая литература

1. *Техническая* термодинамика / Под ред. Э. И. Гуйго. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1984. – 296 с.

2. *Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейдлин А. Е.* Техническая термодинамика. – М.: Наука, 1979. – 512 с.

3. *Бэр Г. Л.* Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с.

4. *Теплофизические* основы получения искусственного холода: справочник / Под ред. А. В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.

5. *Варгафтик Н. Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

6. *Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В.* Холодильная техника. Свойства веществ: справочник. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

7. *Рабинович О. М.* Сборник задач по технической термодинамике. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.

8. *Васьков Е. Т.* Термодинамические свойства н-бутана в состоянии насыщения // ИФЖ. – 1984. – Т. 47, № 3. – С. 407–410.

9. *Васьков Е. Т.* Термодинамические свойства хладагента RC318 в состоянии насыщения // ИФЖ. – 1985. – Т. 48. № 2. – С. 332.

10. *Перельштейн И. И.* Таблицы и диаграммы термодинамических свойств фреонов 12, 13, 22 / ВНИХИ. – М., 1971. – 90 с.

11. *Клецкий А. В.* Теплофизические свойства фреона 22. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 70 с.

12. *Богданов С. Н., Куприянова А. В.* Альбом диаграмм рабочих тел / ЛТИХП. – Л., 1984. – 12 с.

13. *Методические* указания и справочный материал к контрольным работам по термодинамике для студентов-заочников / ЛТИХП; Сост. О. Б. Цветков. – Л., 1984. – 46 с.

14. *Васьков Е. Т.* Термодинамические свойства пропана в состоянии насыщения // ИФЖ. – 1984. – Т. 46, № 2. – С. 272–275.

15. *Вукалович М. П., Александров А. А.* Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.

16. *Васьков Е. Т., Васьков В. Т.* Термодинамические свойства хладагента R134a / СПбГАСУ. – СПб., 1996. – 118 с.

17. *Мурзаков В. А.* Основы технической термодинамики. – М.: Энергия, 1973. – 304 с.

18. *Вукалович М. П., Новиков И. И.* Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1968.

19. *Термодинамические* свойства метана. ГСССД / В. В. Сычев и др. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 348 с.

20. *Сборник* задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г. Н. Данилова, В. Н. Филаткин и др. – М.: Космос, 1995. – 303 с.

21. *Цветков О. Б., Клецкий А. В., Лаптев Ю. А.* Теплофизические свойства альтернативных холодильных агентов/ СПбГАХПТ. – СПб., 1997. – 97 с.

22. *Теоретические* основы хладотехники. Ч. I. Термодинамика / Под ред. Э. И. Гуйго. – М.: Колос, 1994. – 288 с.

23. *Шавра В. М.* Основы холодильной техники и технологии. – М.: Делипринт, 2004. – 272 с.

24. *Изучающим* основы холодильной техники / Под ред. Л. Д. Акимовой. – М.: Холодильная техника, 1996. – 144 с.

25. *Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г., Гуревич Е. С.* Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. – М.: ГИТЛ, 1960. – 238 с. (с приложением диаграмм).

26. *Амерханов Р. А., Бессараб А. С., Драганов Б. Х., Рудобашта С. П., Шишко Г. Г.* Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства / Под ред. Б. Х. Драганова. – М.: Колос-пресс, 2002. – 422 с.

27. *Примеры* расчетов по курсу «Холодильная техника» / Г. А. Аверин, А. М. Бражников, А. И. Васильев, Н. Д. Малова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 183 с.

28. *Системы* солнечного теплохладоснабжения / Под ред. Э. Э. Сарнацкого, С. А. Чистовича. – М.: Стройиздат, 1990. – 328 с.

29. *Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г.* Холодильные машины и аппараты. – М.: ГИТЛ, 1960. – 666 с.

30. *Семенов С. А.* Развитие коммунальных теплоэнергетических технологий в районах с преобладающим твердым топливом / Ред. Б. М. Каганович. – Новосибирск: Наука, 2005. – 347 с.

31. *Васьков Е. Т.* Техническая термодинамика /СПбГАСУ. – СПб., 2005. – 166 с.

32. *Теплофизические* свойства криопродуктов / Л. А. Акулов, Е. И. Борзенко, В. Н. Новотельнов, А. В. Зайцев. – СПб.: Политехника, 2001. – 243 с.

33. *Тепловые* конструктивные расчеты холодильных машин / И. А. Сакун, Н. Н. Кошкин, Н. Н. Бухарин. – М.: Изд-во машиностроения, 1987. – 183 с.

34. *Явнель Б. К.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.

35. *Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванова О. П., Куприянова А. В.* Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. – СПб., 1999. – 320 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение ... 3
Глава 1. **ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ** ... **5**
1.1. Предмет технической термодинамики ... 5
1.2. Параметры состояния рабочего тела ... 5
1.3. Уравнение состояния идеального газа ... 7
1.4. Смеси газов ... 8
1.5. Первый закон термодинамики ... 12
1.6. Понятие об энтальпии и энтропии ... 14
Глава 2. **ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА** ... **15**
2.1. Основные определения ... 15
2.2. Зависимость теплоемкости от температуры и процесса изменения состояния ... 15
Глава 3. **ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ** ... **17**
3.1. Основные формулировки второго закона термодинамики ... 18
3.2. Прямой и обратный циклы Карно ... 18
Глава 4. **ВОДЯНОЙ ПАР** ... **20**
4.1. Основные понятия ... 20
4.2. Процесс парообразования в *pv*- , *sT*-диаграммах ... 21
4.3. Таблицы и диаграммы водяного пара ... 23
4.4. Истечение и дросселирование газов и паров ... 24
Глава 5. **ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН** ... **28**
5.1. Цикл паровой холодильной машины ... 28
5.2. Термотрансформаторы (тепловые насосы). ... 32
Глава 6. **ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ** ... **53**
6.1. Основные определения ... 53
Примеры ... 62
Глава 7. **ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВОК** ... **73**
7.1. Парогазовые ТЭЦ с тепловыми насосами ... 73
7.2. Схема Северо-Западной ТЭЦ с ТНУ ... 75
7.3. Схема атомной электростанции ... 76
7.4. Схема атомной станции теплоснабжения ... 78

ПРИЛОЖЕНИЯ ... **79**
Приложение 1. Соотношение между единицами измерения величин ... 79
Таблица 1. Массы киломолей, плотности, объемы киломолей при нормальных условиях и газовые постоянные важнейших газов ... 80
Таблица 2. Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном давлении ... 81
Таблица 3. Средняя массовая теплоемкость газов при постоянном объеме ... 82

Таблица 4. Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении ... 83
Таблица 5. Средняя объемная теплоемкость газов при постоянном объеме ... 84
Таблица 6. Физические свойства сухого воздуха ... 85
Таблица 7. Термодинамические свойства хладагента R134a, насыщенное состояние ... 86
Таблица 8. Термодинамические свойства перегретого пара и сжатой жидкости хладагента R134a ... 88
Таблица 9. Теплофизические свойства хладагента R134a в состоянии насыщения ... 92
Таблица 10. Термодинамические свойства хладагента R125 в состоянии насыщения ... 93
Таблица 11. Термодинамические свойства перегретого пара и сжатой жидкости хладагента R125 ... 97
Таблица 12. Теплофизические свойства хладагента R125 в состоянии насыщения ... 105
Таблица 13. Термодинамические свойства метана на линиях кипения и конденсации ... 106
Таблица 14. Теплофизические свойства метана в состоянии насыщения ... 109
Таблица 15. Термодинамические свойства фреона-170 (этана) в состоянии насыщения ... 110
Таблица 16. Термодинамические свойства пропана (хладагента R290) на линии насыщения ... 111
Таблица 17. Термодинамические свойства н-бутана на линии насыщения ... 112
Таблица 18. Термодинамические свойства хладагента C318 на линии насыщения ... 113
Таблица 19. Теплофизические свойства хладагента R22 в состоянии насыщения ... 114
Таблица 20. Теплофизические свойства сухого насыщенного пара R22 ... 115
Таблица 21. Термодинамические свойства хладагента R142 в состоянии насыщения ... 116
Таблица 22. Формулы обратимых процессов ... 120
Основные обозначения ... 122
Рекомендуемая литература ... 124

Евгений Тихонович Васьков

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Редактор О. Д. Камнева
Корректор К. И. Бойкова
Компьютерная верстка И. А. Яблоковой

Подписано к печати 12.12.07. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 8,0. Уч.-изд. л. 8,12. Тираж 200 экз. Заказ 202. «С» 88.
Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет.
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., 4.
Отпечатано на ризографе. 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., 5.