

План лекции:

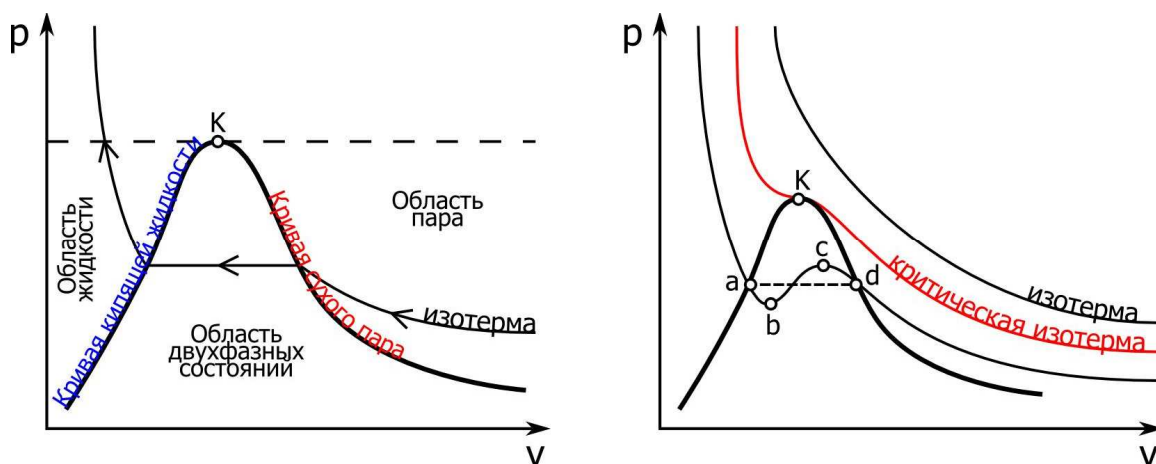
1. Уравнение состояния реальных газов и паров
2. Водяной пар. Парообразование при постоянном давлении
3. Парогазовые смеси. Влажный воздух
4. Цикл воздушной холодильной машины
5. Цикл парокомпрессорной холодильной машины

1. УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ПАРОВ

Все реальные газы являются парами тех или иных жидкостей, причем, чем ближе газ к переходу в жидкое состояние, тем больше его отклонение от свойств идеального газа.

Рассмотрим процесс сжатия пара при постоянной температуре. При увеличении давления пар достигает **состояния насыщения** (сжижения), соответствующего заданной температуре. Далее при увеличении давления пар начнет **конденсироваться** и в определенный момент полностью превратится в жидкость. В процессе конденсации пара давление остаётся постоянным. Зависимость давления от температуры пара в состоянии насыщения называется **кривой насыщения**.

На $p-v$ диаграмме область двухфазных состояний (пар и жидкость) лежит между кривыми кипящей жидкости и сухого насыщенного пара. При увеличении давления эти кривые сближаются и соединяются в так называемой **критической точке** ($p_{кр}, T_{кр}$). При температуре выше критической пар сконденсироваться не может.



Для газов с более или менее значительной плотностью (пары близкие к состоянию насыщения) нельзя пренебрегать силами сцепления между молекулами, объемом, занимаемым ими, а также ассоциацией молекул в группы.

Уравнение состояния реального газа с учетом сил, действующих между молекулами, и их удельного объема, носит название уравнения Ван-дер-Ваальса, и имеет вид:

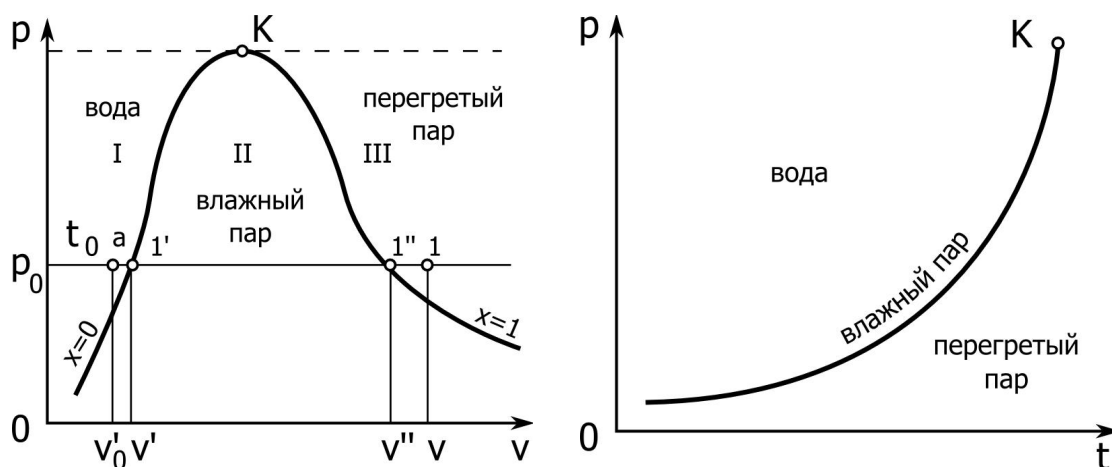
$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT. \tag{1}$$

Здесь b – удельный объём самих молекул; a/v^2 – внутреннее давление, определяемое притяжением молекул газа.

Как видно из рисунка, процесс конденсации пара по уравнению Ван-дер-Ваальса идёт не при постоянном давлении. Кривая конденсации имеет минимум в точке (b) и максимум в точке (c). Состояния пара, описываемые участками кривой a–b и c–d, называются **метастабильными** и могут быть реализованы в лабораторных условиях при конденсации чистых паров. В реальных условиях процесс конденсации (кипения) идёт по прямой (a–d).

2. ВОДЯНОЙ ПАР. ПАРООБРАЗОВАНИЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Водяной пар получил широкое распространение в технике в качестве теплоносителя или рабочего тела парокompрессионных установок. Теоретический материал, представленный ниже, описывает термодинамические процессы для водяного пара, однако получаемые соотношения могут быть использованы и при анализе поведения паров других жидкостей.



Рассмотрим подробно процесс парообразования при постоянном давлении, на основе $p-v$ диаграммы состояния водяного пара, представленной на рисунке.

В точке (a) вода находится при атмосферном давлении p_0 , имеет удельный объём v_0' и температуру t_0 . Если к воде начать подводить тепло, её объём увеличится, и по достижении **параметров насыщения** в точке (1') начнётся процесс кипения.

Процесс (1'–1'') – **изобарно-изотермический процесс кипения**. Точка (1') соответствует кипящей жидкости, точка (1'') – сухому насыщенному пару. Между точками (1') и (1'') система находится в двухфазном состоянии, пар называется **влажным насыщенным**. Влажный насыщенный пар представляет собой смесь пара с жидкостью, причем жидкость может быть сосредоточена в одном месте объёма или равномерно распределена в виде мельчайших капель.

Степень сухости пара в двухфазной области определяется по формуле:

$$x = \frac{m_{\text{сухого пара}}}{m_{\text{влажного пара}}}, \quad (2)$$

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

Если к сухому насыщенному пару продолжать подводить тепло, его температура и объём будут увеличиваться. Такой пар называется **перегретым**. Область перегретого пара определяется параметрами системы: $v > v''$, $t > t_n$. Процесс перегрева пара изображён на рисунке в виде отрезка прямой (1''–1).

Следует отметить, что точка (К) – критическая точка ограничивает параметры системы (температуру и давление), при которых возможен процесс парообразования. Для воды критическая температура $t_{кр} = 374,15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, критическое давление $p_{кр} = 22,1048 \text{ МПа}$, критический удельный объем $v_{кр} = 0,0031 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Вследствие незначительной сжимаемости воды можно принять, что плотность воды при $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и любых давлениях есть величина постоянная, а $v'_0 = 0,001 \text{ м}^3 / \text{кг}$. Начало отсчета внутренней энергии энтальпии и энтропии берется от $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и соответствующего давления насыщения $p_n(0 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 610 \text{ Па}$. При этих параметрах энтальпия, энтропия, а также внутренняя энергия воды берутся условно равными нулю: $h'_0 = 0$, $s'_0 = 0$, $u'_0 = 0$.

Термодинамические параметры кипящей жидкости принято обозначать с одним штрихом, т.е. $c_p', t', h', v', s' \dots$, а сухого насыщенного пара – с двумя штрихами, т.е. $c_p'', t'', h'', v'', s'' \dots$

Удельное количество теплоты необходимое для нагрева жидкости от температуры $t_0 = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до температуры кипения t' выражается соотношением:

$$q_1 = \overline{c_p'}(t' - t_0). \quad (3)$$

Изменение энтропии жидкости в процессе нагрева можно подсчитать по формуле:

$$\Delta s_1 = \int_{t_0}^{t'} \frac{dq}{T} = \overline{c_p'} \int_{t_0}^{t'} \frac{dT}{T} = \overline{c_p'} \left(\ln \left(\frac{t' + 273,15}{t_0 + 273,15} \right) \right). \quad (4)$$

Удельное количество теплоты необходимое для преобразования жидкости в парообразное состояние (теплота фазового перехода):

$$q_2 = r = h'' - h'. \quad (5)$$

Изменение энтропии жидкости в процессе парообразования равно:

$$\Delta s_2 = \frac{r}{T'}. \quad (6)$$

Удельное количество теплоты необходимое для перегрева сухого насыщенного пара от температуры t'' до температуры t_1 :

$$q_3 = \overline{c_p''}(t_1 - t''). \quad (7)$$

Изменение энтропии пара в процессе нагрева можно подсчитать по формуле:

$$\Delta s_3 = \int_{t''}^{t_1} \frac{dq}{T} = \overline{c_p''} \int_{t''}^{t_1} \frac{dT}{T} = \overline{c_p''} \left(\ln \left(\frac{t_1 + 273,15}{t'' + 273,15} \right) \right). \quad (8)$$

В формулах (3) - (7) приняты следующие обозначения: $\overline{c_p'}$ – средняя удельная теплоемкость жидкости для диапазона температур от t_0 до t' , Дж/(кг·град); r – удельная теплота парообразования жидкости при данной температуре кипения t' , Дж/кг; h' и h'' – удельные энтальпии кипящей жидкости и сухого насыщенного пара при данной температуре кипения t' и t'' , соответственно, Дж/кг; $\overline{c_p''}$ – средняя удельная теплоемкость сухого пара для диапазона температур от t'' до t_1 , Дж/(кг·град).

3. ПАРОГАЗОВЫЕ СМЕСИ. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Большинство газов, применяемых в технике, содержит пары тех или иных жидкостей. Наиболее распространенными являются **смесь воздуха с водяным паром**, смесь воздуха с парами бензина, керосина и т. п. Характер изменения параметров парогазовой смеси (**давление, температура, энтальпия и др.**) имеет большое значение в расчетах термодинамических процессов.

Рассмотрим основные закономерности, применяемые для расчёта параметров парогазовых смесей на примере **смеси воздуха с водяным паром**. Смесь воздуха с водяным паром называют также **влажным воздухом**.

Смесь, состоящая из сухого воздуха и перегретого пара, называется **ненасыщенным влажным воздухом**, а смесь из сухого воздуха и насыщенного пара – **насыщенным влажным воздухом**.

При охлаждении влажного воздуха до определенной температуры (**температуры точки росы или температуры насыщения**) водяной пар становится насыщенным и может начать конденсироваться.

Полагая, что перегретый водяной пар, входящий в состав влажного воздуха, приближается по своим свойствам к идеальному газу, **влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов**.

По закону Дальтона давление смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений:

$$p = p_{\text{с.в.}} + p_{\text{в.п.}} \quad \text{или} \quad \rho = \rho_{\text{с.в.}} + \rho_{\text{в.п.}}, \quad (9)$$

с.в. – сухой воздух, в.п. – водяной пар, ρ [кг/м³] – плотность, p [Па] – давление.

Основными характеристиками влажного состояния газа являются: **относительная влажность** φ , которая определяет степень насыщения воздуха паром:

$$\varphi = \frac{p_{\text{в.п.}}}{p_{\text{н.в.п.}}} = \frac{\rho_{\text{в.п.}}}{\rho_{\text{н.в.п.}}}, \quad (10)$$

в.п., н.в.п. – водяной пар и насыщенный водяной пар соответственно; **абсолютная влажность** D , определяющая массу пара, содержащегося в 1 м³ воздуха:

$$D = \rho_{\text{в.п.}}; \quad (11)$$

и **влажность** d – это масса пара, содержащегося в 1 кг сухого воздуха:

$$d = \frac{\rho_{\text{в.п.}}}{\rho_{\text{с.в.}}}. \quad (12)$$

Получим связь основных параметров газовой смеси с характеристиками влажного состояния. Предположим известно **давление** p_0 , **температура** t_0 и **относительная влажность** φ **воздуха**. По известной температуре можно определить **давление насыщенных водяных паров** (кривая насыщения). Для водяного пара кривая насыщения описывается зависимостью:

$$p_{\text{н.в.п.}} [\text{Па}] = 133,322 \cdot \exp \left[18,3036 - \frac{3816,44}{T - 46,13} \right], \quad T [\text{K}]. \quad (13)$$

Тогда плотность водяного пара:

$$\rho_{\text{в.п.}} \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = \varphi \rho_{\text{н.в.п.}} = \varphi \frac{p_{\text{н.в.п.}}}{R_{\text{в.п.}} T}, \quad (14)$$

плотность сухого воздуха:

$$\rho_{\text{с.в.}} \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = \frac{p_0 - \varphi p_{\text{н.в.п.}}}{TR_{\text{с.в.}}}, \quad (15)$$

абсолютная влажность:

$$D \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = \varphi \rho_{\text{н.в.п.}}, \quad (16)$$

влажностное содержание:

$$d = \frac{D}{\rho_{\text{с.в.}}} = 0,620 \frac{\varphi p_{\text{н.в.п.}}}{p_0 - \varphi p_{\text{н.в.п.}}}, \quad (17)$$

теплоёмкость влажного воздуха:

$$c_p \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right] = \frac{dc_{\text{рв.п.}} + c_{\text{рс.в.}}}{d+1}; \quad c_{\text{рн.у.}} \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right] = \frac{1800d + 1000}{d+1}, \quad (18)$$

энтальпия влажного воздуха:

$$h \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right] = \frac{dh_{\text{в.п.}} + h_{\text{с.в.}}}{d+1} = \frac{t}{d+1} (c_{\text{рс.в.}} + dc_{\text{рв.п.}});$$

$$h = c_p t; \quad t [^{\circ}\text{C}] \quad (19)$$

При расчёте энтальпии влажного воздуха температуру принято записывать в градусах Цельсия, принимая за начало отсчёта энтальпии 0°C .

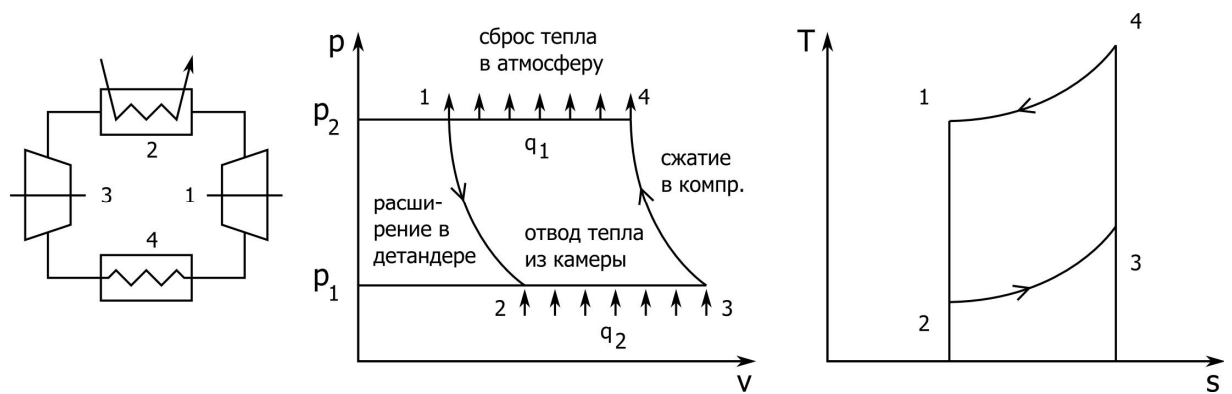
4. ЦИКЛ ВОЗДУШНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Напомним, что в холодильных установках происходит процесс передачи теплоты от охлаждающего тела к окружающей среде. Этот процесс осуществляется рабочим телом холодильной машины – так называемым **холодильным агентом** (хладагентом). Эффективность цикла холодильной машины определяется холодильным коэффициентом равным отношению теплоты, отведенной от охлаждаемого тела, к затраченной работе:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}. \quad (20)$$

Цель термодинамического анализа холодильных циклов – определение холодильного коэффициента и работы цикла, требуемой для его осуществления.

В воздушной холодильной машине основными элементами установки являются компрессор 1 и детандер (например, поршневой расширитель) 3. Кроме них, имеются два теплообменных аппарата, в одном из них – рефрижераторе 4 воздух воспринимает теплоту от охлаждаемой емкости, а во втором – холодильнике 2 отдает теплоту окружающей среде или воде холодильника.



Процессы в холодильнике и рефрижераторе идут при постоянном давлении. В компрессоре давление повышается от p_1 до p_2 , в детандере падает от p_2 до p_1 , причем процессы сжатия и расширения считают адиабатными. Таким образом, идеализированный цикл холодильной машины состоит из двух изобар и двух адиабат. Этот цикл называется **циклом Лоренца**.

Расчёт цикла производится следующим образом. Теплота, отбираемая из охлаждаемого объёма, и теплота, сбрасываемая в окружающую среду, в изобарных процессах определяется по формулам:

$$\begin{aligned} q_2 &= (h_3 - h_2) = c_p (T_3 - T_2); \\ q_1 &= (h_4 - h_1) = c_p (T_4 - T_1). \end{aligned} \quad (21)$$

Как известно, работа холодильного цикла равна разности отведённой и подведённой теплоты:

$$l_{\text{ц}} = c_p [(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)]. \quad (22)$$

Для адиабатических процессов 1-2 и 3-4 можно записать:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (23)$$

а т.к. $p_1 = p_4$ и $p_2 = p_3$, то $T_4/T_3 = T_1/T_2$.

Используя определение холодильного коэффициента, после несложных преобразований, получим:

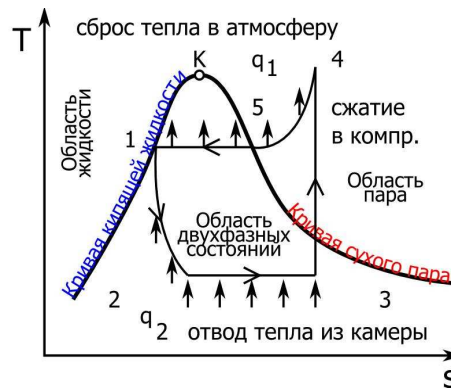
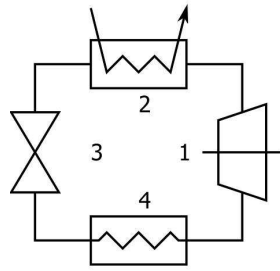
$$\varepsilon = \frac{1}{T_1/T_2 - 1} = \frac{1}{(p_1/p_2)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (24)$$

Таким образом, эффективность воздушной холодильной машины зависит только от степени повышения давления в компрессоре. В настоящее время воздушные холодильные установки не применяют на практике для получения холода при умеренных температурах. Они уступили здесь ведущую роль парокомпрессорным холодильным машинам.

5. ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

В парокомпрессорных холодильных установках в основном осуществляются те же процессы, что и в воздушной холодильной машине. Но благодаря тому, что **рабочее тело цикла – низкокипящая жидкость**, можно холодильный цикл расположить в двухфазной области состояний, в которой изобарные процессы теплообмена будут протекать изотермически. Кроме того, понижение давления в цикле можно осуществить не в

детандере, а в дроссельном вентиле (кран), в котором процесс дросселирования влажного пара сопровождается понижением температуры.



Процесс работы установки осуществляется следующим образом. В компрессоре 1 происходит адиабатное сжатие пара (процесс 3-4), а затем пар направляется в конденсатор 2, в котором вначале происходит охлаждение перегретого пара при постоянном давлении (процесс 4-5), а затем полная конденсация пара (процесс 5-1). Из точки 1 жидкость при температуре T_1 и соответствующем давлении насыщения направляется к дроссельному вентилю 3, где происходит процесс дросселирования (процесс 1-2). Из дроссельного вентиле выходит влажный пар. Поступая затем в испаритель 4, влажный пар воспринимает теплоту, и содержащаяся в нем жидкость испаряется (процесс 2-3). Из испарителя пар направляется снова в компрессор.

Холодильный коэффициент этой установки равен:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}. \quad (25)$$

Теплота q_2 , воспринимаемая паром в испарителе (процесс 2-3), приближённо равна теплоте фазового перехода теплоносителя из жидкого состояния в газообразное, которая при умеренных перепадах температур может **на порядок** превышать теплоту изобарного расширения в воздушной холодильной машине:

$$q_2 = h_3 - h_2 \approx r. \quad (26)$$

Работа, затрачиваемая в цикле, равна работе компрессора (расширение в дросселе идет без отдачи внешней работы):

$$l_{\text{ц}} = h_4 - h_3. \quad (27)$$

Таким образом, холодильный коэффициент пароконпрессорной холодильной машины равен:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3}. \quad (28)$$

В качестве хладагентов применяют аммиак NH_3 , двуокись углерода CO_2 , хлористый метил CH_3Cl и фреоны – фторпроизводные, хлорпроизводные простейших предельных углеводородов и их смеси (CF_4 , CClF_3 и т. п.). В последнее время в связи с обнаруженным разрушающим действием хлорсодержащих фреонов на озоновый слой земли ведётся активный поиск новых веществ и смесей, не содержащих хлор.

Следует отметить, что для расчёта энтальпий жидкости, влажного пара и перегретого сухого пара необходимо применять формулы, полученные нами в предыдущих параграфах этой лекции.