

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев

## ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург  
2013

УДК 536.2+621.56

**Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.** Термодинамика. Теплопередача: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 54 с.

Приведены методики решения задач, расчетные соотношения и зависимости по дисциплинам «Термодинамика» и «Теплопередача».

Предназначено для студентов всех специальностей, изучающих термодинамику и теплопередачу. Особенно рекомендовано студентам заочной формы обучения, поскольку помогает усвоению материала, развитию навыков расчета, облегчает выполнение контрольных заданий.

**Рецензент: доктор техн. наук, проф. А.Я. Эглит**

**Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом  
Института холода и биотехнологий**



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2013

© Цветков О.Б., Лаптев Ю.А., 2013

## ВВЕДЕНИЕ

Выполнение контрольных заданий по термодинамике и теплопередаче связано с использованием обширной дополнительной литературы, таблиц и диаграмм, которые сегодня не всегда имеются в библиотеках.

Цель учебно-методического пособия – оказать помощь студентам в выполнении расчетных заданий по курсам «Термодинамика» и «Теплопередача», имеющим уже основные теоретические знания, касающиеся реальных газов и паров, циклов паровых машин и процессов теплообмена, которые умеют пользоваться таблицами и диаграммами рабочих веществ и т. д.

Учебно-методическое пособие учитывает интересы и тех студентов, которые чувствуют себя еще недостаточно подготовленными. Для этого основные предпосылки и определения, а также формулы для расчетов изложены достаточно конспективно, частично сопровождаются примерами расчетов.

## 1. ТЕРМОДИНАМИКА

### 1.1. Принятые обозначения

$c_v$	–	массовая удельная теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·К)
$c_p$	–	массовая удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К)
$h$	–	удельная энтальпия, Дж/кг
$k$	–	показатель адиабаты
$l$	–	удельная работа, Дж/кг
$M$	–	масса, кг
$G$	–	массовый расход, кг/с
$N$	–	мощность, Вт
$p$	–	давление, МПа
$Q$	–	удельная теплота, Дж/кг
$R$	–	удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К)
$r$	–	удельная теплота парообразования, Дж/кг
$s$	–	удельная энтропия, Дж/(кг·К)

$t$	–	температура, °С
$T$	–	температура, К; $T = t + 273,15$
$u$	–	удельная внутренняя энергия, Дж/кг
$V$	–	объем, м <sup>3</sup>
$v$	–	удельный объем, м <sup>3</sup> /кг
$x$	–	степень сухости пара
$\varepsilon_t$	–	холодильный коэффициент
$\eta_t$	–	термический КПД
$\rho$	–	плотность, кг/м <sup>3</sup> ; $\rho = 1/v$
$\sigma$	–	поверхностное натяжение, Н/м
$\mu$	–	молекулярная масса, кг/кмоль
$g_i$	–	массовая доля компонента смеси
$r_i$	–	объемная доля компонента смеси

### Индексы:

'	–	насыщенная жидкость
"	–	сухой насыщенный пар
$i$	–	$i$ -й компонент смеси
см	–	смесь
н	–	состояние насыщения
кр	–	критическая точка
о	–	при температуре кипения
п	–	перегретый пар

## 1.2. Используемая терминология

Состояние насыщения – состояние равновесия между жидкостью и паром.

Функции (параметры) состояния –  $T, p, v, h, s, u$ .

Функции процесса –  $q, l$ .

Температура насыщения (кипения или конденсации) –  $T_n, t_n$ .

Давление насыщения –  $p_n$ .

Термодинамический процесс – совокупность изменяющихся состояний термодинамической системы.

Кипение – процесс превращения жидкости в пар.

Конденсация – процесс превращения пара в жидкость.

Ненасыщенная жидкость – жидкость, имеющая температуру ниже температуры насыщения при давлении  $p_n$ . Насыщенная жидкость – жидкость, находящаяся в равновесии с насыщенным паром при давлении  $p_n$  и температуре  $T_n$ .

Влажный насыщенный пар – механическая смесь насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара. Степень сухости влажного пара – отношение массы сухого насыщенного пара, содержащегося во влажном паре, к общей массе влажного пара; для влажного пара  $0 < x < 1$ . Сухой насыщенный пар – насыщенный пар, не содержащий следов жидкости, т. е.  $x = 1$ ;  $p = p_n$ ;  $t = t_n$ . Перегретый пар – пар, температура которого превышает температуру насыщения при данном давлении,  $t_n > t_n$ .

Критическая точка – точка, в которой исчезает различие между жидкой и газообразной фазами вещества. Ниже критической точки рабочее вещество может быть как в жидкой, так и в газообразной фазе; выше критической точки возможно только газообразное состояние вещества. Параметры критической точки обозначают  $p_{кр}$ ,  $T_{кр}$ ,  $v_{кр}$ .

Левая (нижняя) пограничная кривая – линия насыщенной жидкости ( $x = 0$ ). Правая (верхняя) пограничная кривая – линия сухого насыщенного пара ( $x = 1$ ). Уравнение состояния – уравнение, связывающее между собой параметры состояния (например,  $p$ ,  $v$ ,  $T$ ).

В табл. 1.1–1.4 приведены основные термодинамические соотношения для газов, их смесей и паров.

### 1.3. Термодинамические таблицы и диаграммы

Таблицы термодинамических свойств рабочих веществ, например, воды и водяного пара, холодильных агентов, содержат сведения о термодинамических свойствах в состоянии насыщения на левой и правой пограничных кривых, а также свойства перегретого пара и ненасыщенной жидкости. В таблицах указаны давление  $p$  (в порядке возрастания), а также  $v$ ,  $h$ ,  $s$  при различных температурах. В таблицах перегретых паров имеются две области, разделенные жирной линией: сверху от этой линии приведены параметры для ненасыщенной жидкости, ниже нее – параметры перегретого пара.

*Внимание!* Свойства влажного пара в таблицах отсутствуют и определяются только расчетом по формулам, приведенным в табл. 1.3.

## Идеальные газы и смеси идеальных газов

Параметры	Идеальный газ	Смесь идеальных газов
Давление, Па	$p$	$p_{\text{см}} = \sum p_i = \sum r_i p_{\text{см}}$
Объем, м <sup>3</sup>	$V$	$V_{\text{см}} = \sum V_i = \sum r_i V_{\text{см}}$
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$\rho = \frac{G}{V}$	$\rho_{\text{см}} = \sum r_i \rho_i = \frac{1}{\sum (g_i / \rho_i)}$
Молекулярная масса, кг/кмоль	$\mu$	$\mu_{\text{см}} = \sum \mu_i r_i = \frac{1}{\sum (g_i / \mu_i)}$
Состав смеси	–	$g_i = \frac{G_i}{G_{\text{см}}}; r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}}; g_i = \frac{\mu_i}{\mu_{\text{см}}} r_i$
Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	$R = \frac{8314}{\mu}$	$R_{\text{см}} = \sum g_i R_i = \frac{1}{\sum r_i R_i} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}$
Уравнение состояния	$pV = MRT$	$p_{\text{см}} V_{\text{см}} = M_{\text{см}} R_{\text{см}} T_{\text{см}}$

Таблица 1.2

## Термодинамические процессы идеальных газов

Процесс	Уравнение процесса	Соотношение между параметрами	Удельная теплота $q$ , Дж/кг; теплоемкость Дж/(кг·К)	Удельная работа $l$ , Дж/кг	Изменение энтропии $\Delta s = s_2 - s_1$ , Дж/(кг·К)
Изохорный	$v = \text{const}$	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$q = \Delta u = c_v (T_2 - T_1)$	$l = 0$	$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
Изобарный	$p = \text{const}$	$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$q = c_p (T_2 - T_1) = h_2 - h_1$	$l = R (T_2 - T_1)$	$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$
Изотермический	$T = \text{const}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$	$q = l = T (s_2 - s_1)$ $c = \infty$	$l = RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$\Delta s = R \ln \frac{p_1}{p_2}$
Адиабатный	$q = 0$ $dq = 0$	$p v^k = \text{const}$ $T v^{k-1} = \text{const}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$q = 0$ $c = 0$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1} = u_1 - u_2$	$\Delta s = 0$
Поли-тропный	$p v^n = \text{const}$	$p v^n = \text{const}$ $T v^{n-1} = \text{const}$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$q = c_{\text{пол}} (T_2 - T_1)$ $c_{\text{пол}} = c_v \frac{n-k}{n-1}$	$l = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}$	$\Delta s = c_{\text{пол}} \ln \frac{T_2}{T_1}$

Таблица 1.3

## Реальные газы

Параметры	Ненасыщенная жид-кость	Насыщенная жид-кость	Влажный насыщенный пар	Сухой насыщенный пар	Перегретый пар
Температура	$t < t_n$	$t_n$	$t_n$	$t_n$	$t > t_n$
Давление	$p$	$p_n$	$p_n$	$p_n$	$p$
Удельный объем	$v$	$v'$	$v_x = v' + x(v'' - v')$	$v''$	$v$
Удельная энтальпия	$h$	$h'$	$h_x = h' + x(h'' - h')$	$h'' = h' + r$	$h = h'' + c_p(t - t_n)$
Удельная энтропия	$s$	$s'$	$s_x = s' + (x r) / T_n$	$s'' = s' + r / T_n$	$s = s'' + c_p \ln(T / T_n)$
Степень сухости	–	0	$0 < x < 1$	1	–
Расположение на диаграммах	Слева от нижней пограничной кривой	Нижняя пограничная кривая	Область между пограничными кривыми	Верхняя пограничная кривая	Справа от верхней пограничной кривой

## Термодинамические процессы реальных газов

Характеристика процесса	Изобарный процесс ( $p = \text{const}$ )	Изохорный процесс ( $v = \text{const}$ )	Адиабатный процесс ( $q = 0, dq = 0$ )	Изотермический процесс ( $T = \text{const}$ )
Удельная теплота	$q = h_2 - h_1$	$q = \Delta u + l$	$q = 0$	$q = T(s_2 - s_1)$
Изменение удельной внутренней энергии	$\Delta u = (h_2 - p v_2) - (h_1 - p v_1) = u_2 - u_1$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v) - (h_1 - p_1 v) = u_2 - u_1$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = u_2 - u_1$	$\Delta u = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = u_2 - u_1$
Удельная работа	$l = q - \Delta u = p(v_2 - v_1)$	$l = \int_1^2 p dv = 0$	$l = q - \Delta u = -\Delta u = u_1 - u_2$	$l = q - \Delta u$

Термодинамические процессы для реальных газов рассчитывают с помощью таблиц рабочих веществ. Более наглядны и компактно содержат информацию о свойствах вещества в любом фазовом состоянии диаграммы. На диаграммах нанесены нижняя ( $x = 0$ ) и верхняя ( $x = 1$ ) пограничные кривые. Показаны основные термодинамические процессы: изобарный, изохорный, изотермический, адиабатный ( $s = \text{const}$ ), а также изоэнтальпийный ( $h = \text{const}$ ) и процессы при  $x = \text{const}$ .

Диаграммы  $T-s$ ,  $\lg p-h$ ,  $h-s$  показаны на рис. 1.1 – 1.3. Ряд процессов на диаграммах не указан, поскольку они очевидны. Действительно, изотермы в диаграмме  $T-s$  – горизонтальные линии, адиабаты ( $s = \text{const}$ ) – вертикали. В диаграмме  $h-s$  адиабаты идут вертикально, а по горизонтали располагаются изоэнтальпы ( $h = \text{const}$ ). В диаграмме  $\lg p-h$  вертикальными прямыми изображаются изоэнтальпы ( $h = \text{const}$ ), изобары – горизонтальные линии.

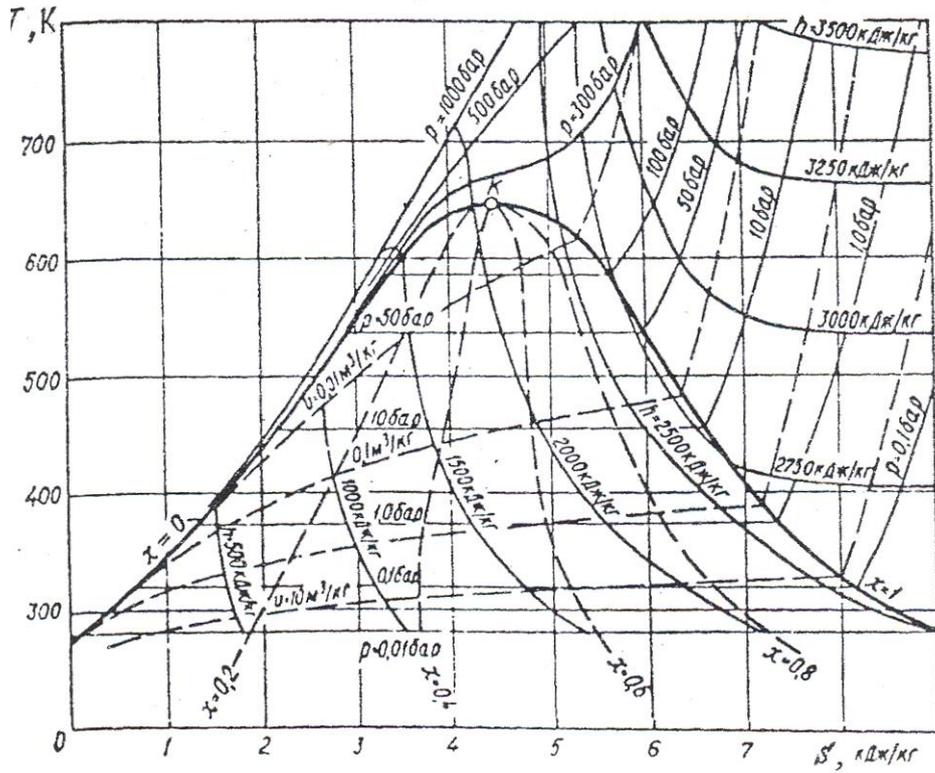


Рис. 1.1. Термодинамическая диаграмма  $T-s$  водяного пара

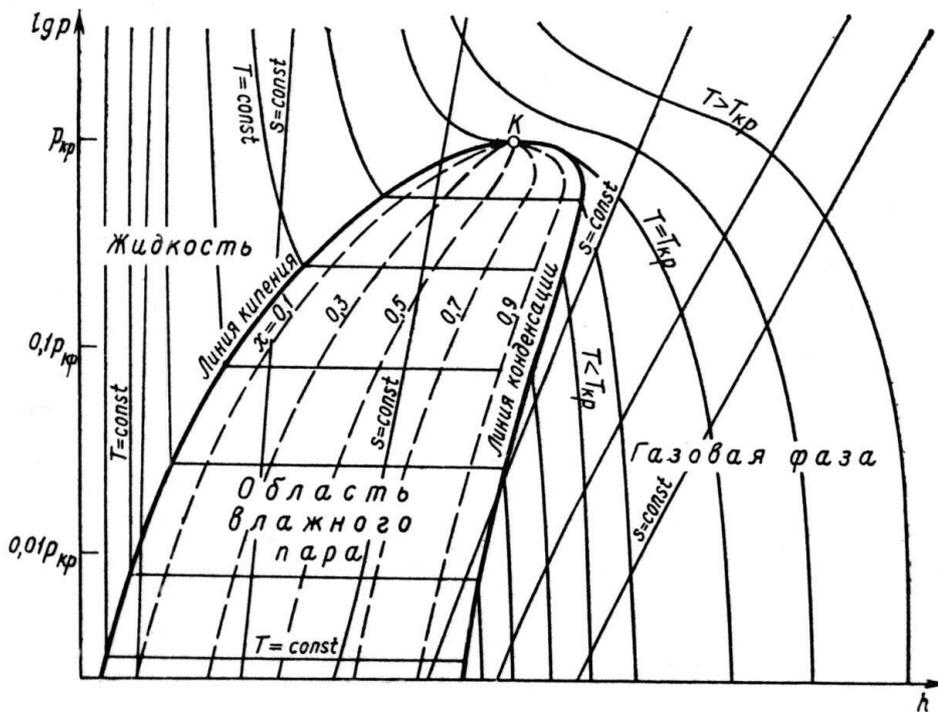


Рис. 1.2. Диаграмма  $\lg p-h$  реального газа

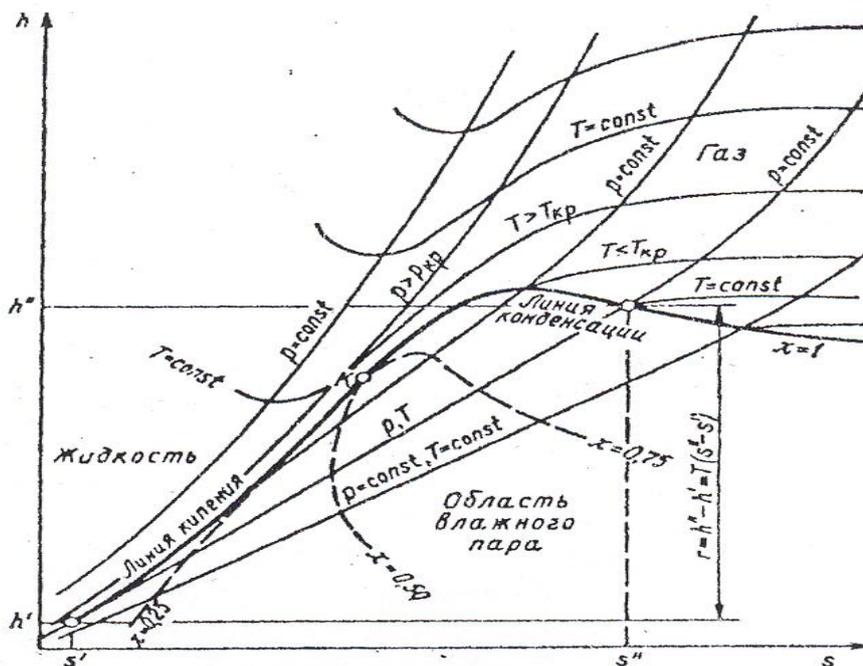


Рис. 1.3. Диаграмма  $h-s$  реального газа

## 1.4. Примеры расчетов по термодинамике

**Задача 1.** Известны параметры рабочего тела  $p_1$  и  $v_1$ . С помощью таблиц термодинамических свойств установить его состояние (перегретый, сухой насыщенный или влажный пар).

Определить температуру, энтальпию, энтропию, внутреннюю энергию и степень сухости пара (если пар влажный). Определить, какое количество теплоты необходимо подвести к пару в состоянии 1, чтобы его температуру повысить до  $t_2 = t_1 + 20$  °С при давлении  $p_1 = \text{const}$ . Изобразить процесс в координатах  $p-v$  и  $T-s$  (без масштаба).

**Дано:** рабочее тело – водяной пар;  $p_1 = 0,500$  МПа;  $v_1 = 0,200$  м<sup>3</sup>/кг.

**Решение.** По таблице термодинамических свойств водяного пара в состоянии насыщения (по давлениям) определяем удельные объемы сухого насыщенного пара и насыщенной жидкости, соответствующие давлению  $p_1 = 0,500$  МПа. Имеем:  $t_n = 151,84$  °С;  $v' = 0,0010927$  м<sup>3</sup>/кг;  $v'' = 0,3747$  м<sup>3</sup>/кг.

Удельный объем пара  $v = 0,200$  м<sup>3</sup>/кг находится между  $v'$  и  $v''$ , т. е. рабочее вещество находится в состоянии влажного насыщенного

пара. Для влажного пара  $v_x = v' + x(v'' - v')$ , отсюда степень сухости равна

$$x_1 = \frac{v_1 - v'}{v'' - v'} = \frac{0,200 - 0,0010927}{0,3747 - 0,0010927} = 0,533.$$

Температура влажного пара  $t_1 = t_n = 151,84$  °С. Рассчитываем параметры  $h_1, s_1, u_1$  по формулам, взятым из таб. 1.3

$$h_1 = 640,1 + 2109 \cdot 0,533 = 640,1 + 1125,0 = 1765 \text{ кДж/кг};$$

$$s_1 = 1,860 + \frac{0,533 \cdot 2109}{151,84 + 273,15} = 1,860 + 2,645 = 4,505 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 1765 \cdot 10^3 - 0,50 \cdot 10^6 \cdot 0,20 = 1,765 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6 = \\ = 1,665 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг} = 1665 \text{ кДж/кг}.$$

Значения параметров  $r, h', s'$  водяного пара, взяты из этой же термодинамической таблицы:  $s' = 1,860$  кДж/(кг·К),  $h' = 640,1$  кДж/кг;  $r = h'' - h' = 2109$  кДж/кг;

В изобарном процессе (рис. 1.4) подвода теплоты температура пара достигла  $t_2 = 151,84 + 20,00 = 171,84$  °С. Давление пара постоянно, а температура превысила температуру насыщения  $t_n$ . Пар стал перегретым. Энтальпию перегретого пара можно определить по таблицам термодинамических свойств воды и перегретого водяного пара. Определив  $h_2 = 2791,5$  кДж/кг, рассчитываем количество теплоты  $q = h_2 - h_1 = 1026,5$  кДж/кг.

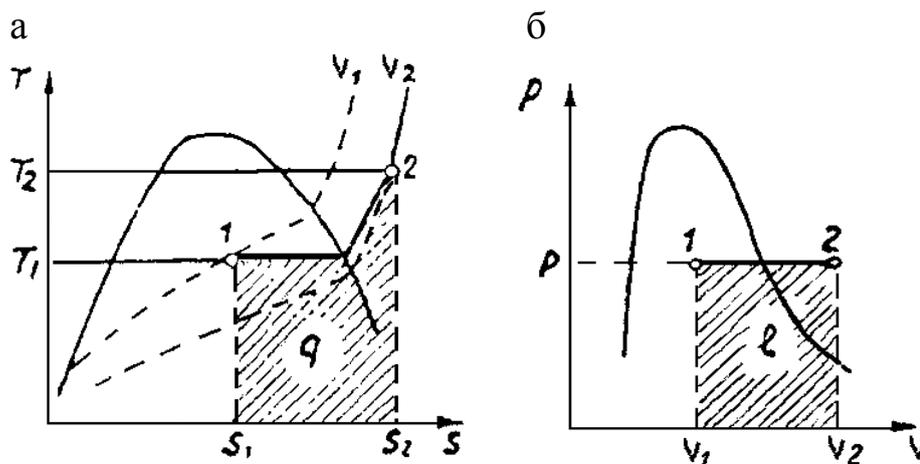


Рис. 1.4. Изображение изобарного процесса подвода теплоты:  
а – в диаграмме  $T-s$ ; б – в диаграмме  $p-v$

**Задача 2.** Паросиловая установка работает по циклу Ренкина. В паровую турбину поступает перегретый водяной пар с давлением  $p_1$  и температурой  $t_1$ . Давление пара на выходе из турбины  $p_2$ , расход пара  $M$ .

Определить параметры  $p, v, t, h, s, x$  узловых точек цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу, термический КПД и теоретическую мощность установки. Изобразить схему установки, представить цикл в координатах  $p-v, T-s$  и  $h-s$  (без масштаба).

Параметры узловых точек определить с помощью диаграмм и уточнить по таблицам термодинамических свойств водяного пара (или расчетом, когда это требуется; расчет привести в тексте). Данные о параметрах свести в таблицу.

Обозначения узловых точек цикла на схеме и диаграммах должны быть согласованы. Рекомендуется первым номером обозначить состояние пара на входе в турбину.

**Дано:** рабочее вещество – водяной пар;  $p_1 = 0,500$  МПа;  $t_1 = 500$  °С;  $p_2 = 0,003$  МПа;  $M = 20$  кг/с.

**Решение.** На рис. 1.5 – 1.7 показаны: схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, изображение цикла Ренкина в координатах  $p-v, T-s$  и  $h-s$ .

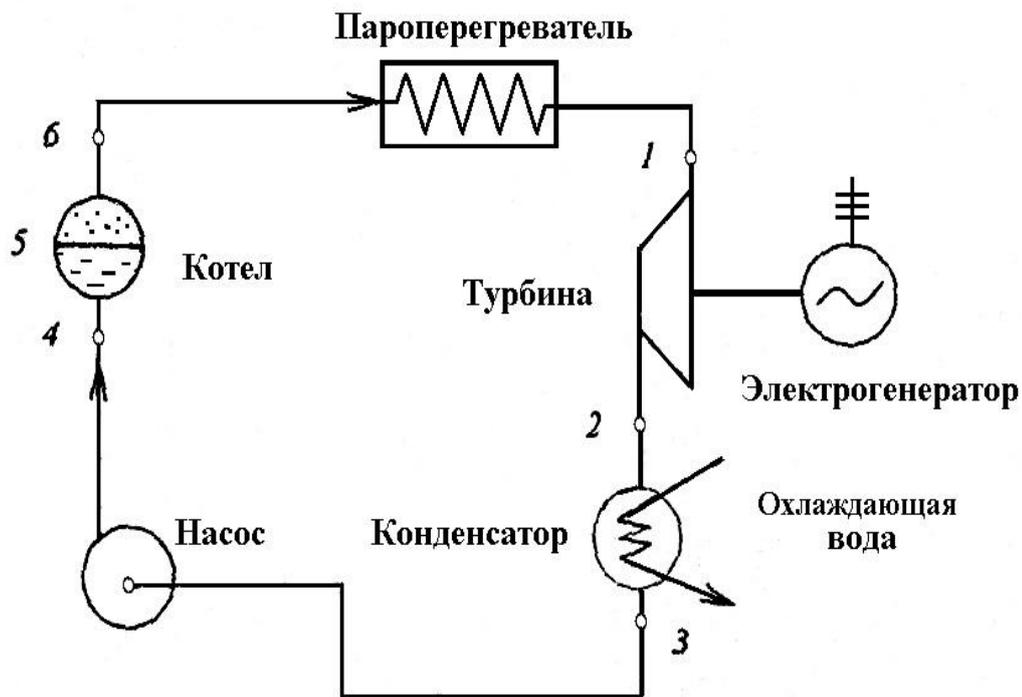


Рис. 1.5. Схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина (номера точек на схеме соответствуют точкам на диаграммах)

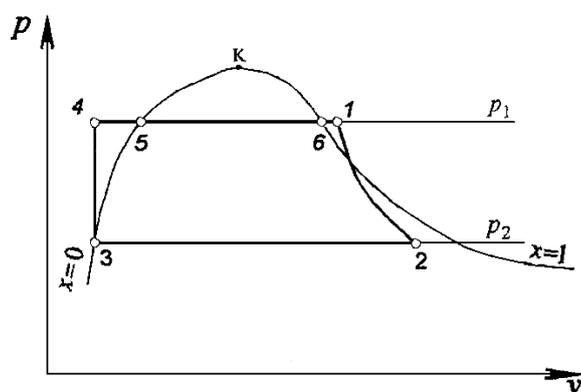


Рис. 1.6. Изображение цикла Ренкина в  $p$ - $v$  диаграмме

По термодинамическим таблицам вода и перегретого водяного пара и диаграмме  $h$ - $s$  определяем параметры рабочего тела в точке 1 перед входом в паровую турбину. Точка 2 показывает состояние водяного пара после расширения в турбине. Из турбины выходит влажный насыщенный пар, параметры которого определим по формулам, приведенным в табл. 1.3.

Степень сухости пара в точке 2 определим из условия  $s_1 = s_2$ . Процесс расширения пара в турбине (процесс 1–2) – адиабатический.

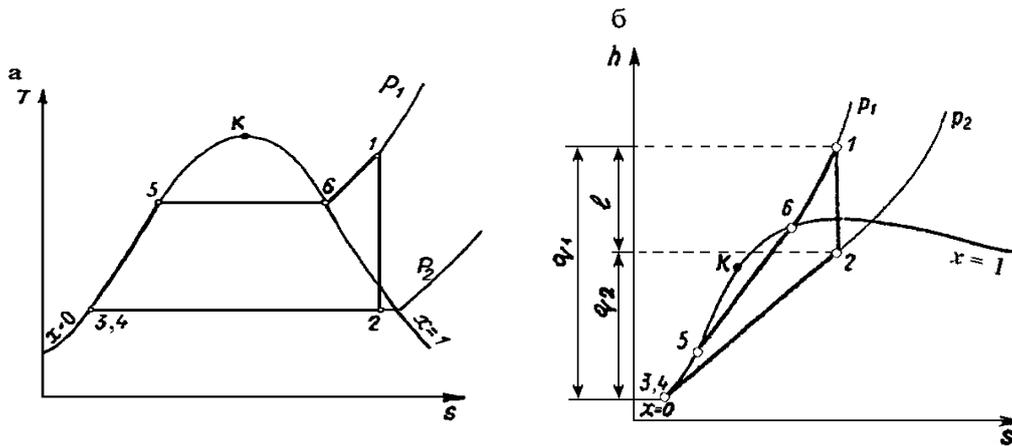


Рис. 1.7. Изображение цикла Ренкина:  
а – в диаграмме  $T$ - $s$ ; б – в диаграмме  $h$ - $s$

Для влажного пара имеем

$$x_2 = \frac{s_2 - s_3}{r} = \frac{(6,596 - 0,3546)297,25}{2444} = 0,759;$$

$$v_2 = 0,0010028 + 0,759 (45,66 - 0,0010028) = 34,66 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$h_2 = 101,04 + 0,759 (2545 - 101,04) = 1956 \text{ кДж/кг}.$$

Здесь  $s_3 = s' = 0,3546 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Параметры точек цикла сводим в табл. 1.5. На верхней строке пишем данные, взятые из таблиц термодинамических свойств, на нижней – полученные из диаграммы  $h$ - $s$ . Для точки 2 верхняя строка содержит расчетные значения параметров, нижняя строка – значения из диаграммы  $h$ - $s$ .

Напомним, что  $T_h = t_h + 273,15$ ;  $r = h'' - h'$ . Значения  $s'$  и  $r$  определены из таблиц водяного пара по давлению  $p_1$ . Параметры точки 2 на диаграмме  $h$ - $s$  находим с помощью графических построений. Найдя в диаграмме  $h$ - $s$  (см. рис. 1.6, б) точку 1, опускаем перпендикуляр (поскольку  $s = \text{const}$ ) до пересечения с изобарой  $p_2 = 0,003 \text{ МПа}$ . Определив положение точки 2, находим из диаграммы значения степени сухости  $x_2$ , удельного объема  $v_2$  и энтальпии  $h_2$ . Параметры остальных точек цикла определяем также с помощью

таблиц и диаграмм. Погрешность определения параметров точек 3, 4, 5 по диаграмме весьма велика, поэтому для этих состояний для последующих расчетов приняты значения, полученные только с помощью таблиц. Отметим, что все параметры воды в точке 4 условно приняты равными параметрам состояния насыщенной жидкости в состоянии 3, за исключением давления ( $p_4 > p_3$ ).

Таблица 1.5

**Параметры точек цикла паросиловой установки**

Номер точки в цикле	Параметры воды и водяного пара					
	$p$ , МПа	$t$ , °C	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$x$
1	10,0	500	0,03281	3372	6,596	–
			0,034	3400	6,60	
2	0,003	24,10	34,66	1956	6,596	0,759
		24,0	35	2000	6,60	0,77
3	0,003	24,10	0,0010028	101,04	0,3546	0
4	10,0	24,10	0,0010028	101,04	0,3546	–
5	10,0	310,96	0,0014521	1407,07	3,360	0
6	10,0	310,96	0,01803	2725	5,615	1
		315	0,018	2750	5,65	

Определяем подведенную к рабочему телу теплоту в изобарном процессе 4 – 5 – 6 – 1

$$q_1 = h_1 - h_4 = 3372 - 101,04 = 3271 \text{ кДж/кг.}$$

Отведенная от рабочего тела в конденсаторе теплота (процесс 2 – 3) равна

$$|q_2| = h_2 - h_3 = 1956 - 101,04 = 1855 \text{ кДж/кг.}$$

Процессы подвода и отвода теплоты в цикле Ренкина – изобарные. Работа цикла вычисляется по формуле

$$l = q_1 - |q_2| = 3271 - 1855 = 1416 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность (теоретическая) паросиловой установки (например, мощность тепловой электрической станции) равна

$$N = lM = 1416 \cdot 20 = 28320 \text{ кДж/с} = 28320 \text{ кВт.}$$

Термический КПД цикла традиционно вычисляется по формуле

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{1416}{3271} = 0,433.$$

**Задача 3.** Паровая холодильная машина работает по циклу с дросселированием. Температура кипения в испарителе –  $t_0$ , температура конденсации –  $t_k$ . В компрессор поступает перегретый пар с температурой  $t_1 = t_0 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Рабочее тело перед регулирующим вентилем переохлаждается до  $t_5 = t_k - 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Определить параметры  $p, v, t, h, s, x$  узловых точек цикла, количество отведенной и подведенной теплоты, работу, теоретическую мощность привода компрессора, полную холодопроизводительность и холодильный коэффициент машины. Количество циркулирующего рабочего тела  $M$ . Изобразить схему установки, представить цикл в координатах  $p-v, T-s$  и  $\lg p-h$  (без масштаба).

Параметры узловых точек определить с помощью диаграммы и уточнить по таблицам (или расчетом, когда это требуется; расчет привести в тексте). Данные о параметрах свести в таблицу.

Обозначения узловых точек цикла на схеме и диаграммах должны быть согласованы. Рекомендуется первым номером обозначить состояние пара на входе в компрессор.

**Дано:** рабочее тело – аммиак;  $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_k = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_1 = t_0 + 10 \text{ }^\circ\text{C} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_5 = t_k - 10 \text{ }^\circ\text{C} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $M = 0,1 \text{ кг/с}$ .

**Решение.** На рис. 1.8 показана схема паровой холодильной машины с регулирующим вентилем. Цикл в координатах  $p-v, T-s$  и  $\lg p-h$  изображен на рис. 1.9 и 1.10.

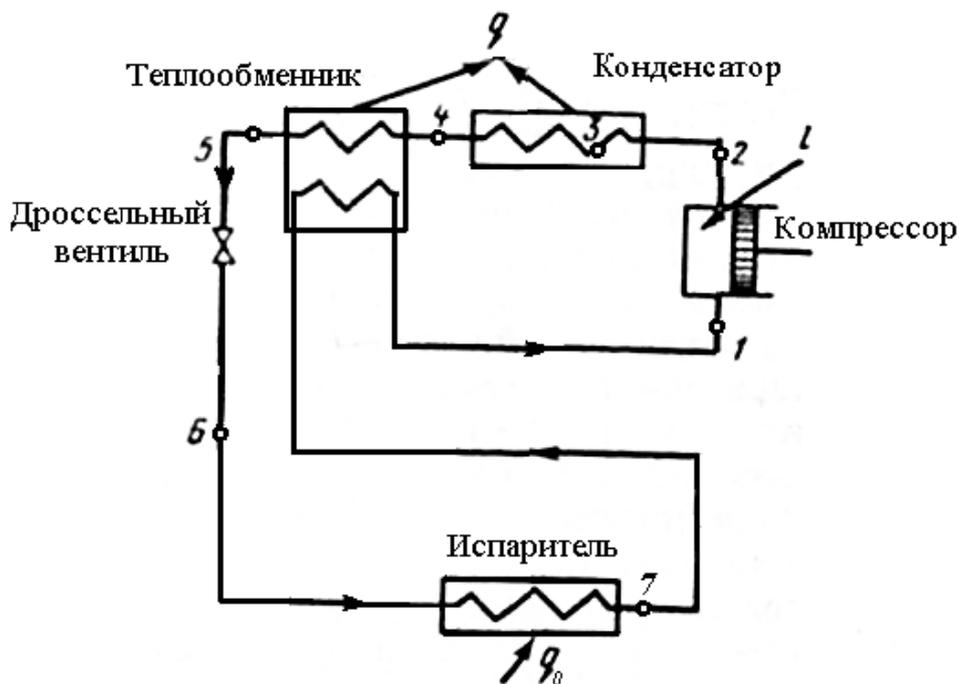


Рис. 1.8. Схема паровой холодильной машины (номера точек на схеме соответствуют точкам на диаграммах)

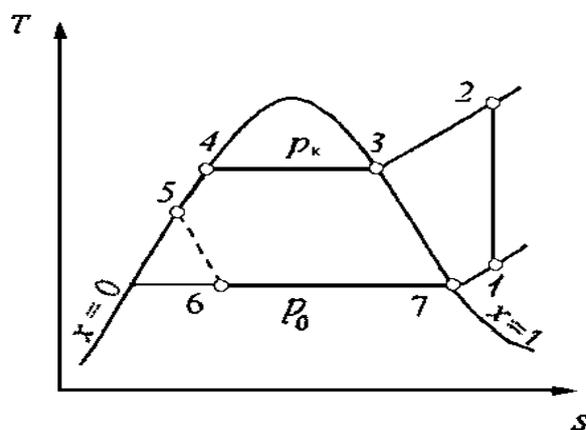


Рис. 1.9. Цикл паровой холодильной машины в диаграмме  $T-s$

Параметры перегретого пара аммиака (точка 1) перед входом в компрессор определяем по таблице термодинамических свойств аммиака, а также по диаграмме. В таблицах термодинамических свойств указана плотность пара  $\rho$ . Удельный объем перегретого пара, как известно,  $v = 1/\rho$ . Давление пара в точках 6, 7 и 1 одинаково и определяется по известной температуре кипения  $t_0$  (в нашем случае

$t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ ). По таблице термодинамических свойств аммиака на линии насыщения имеем  $p_0 = 0,19014\text{ МПа}$ .

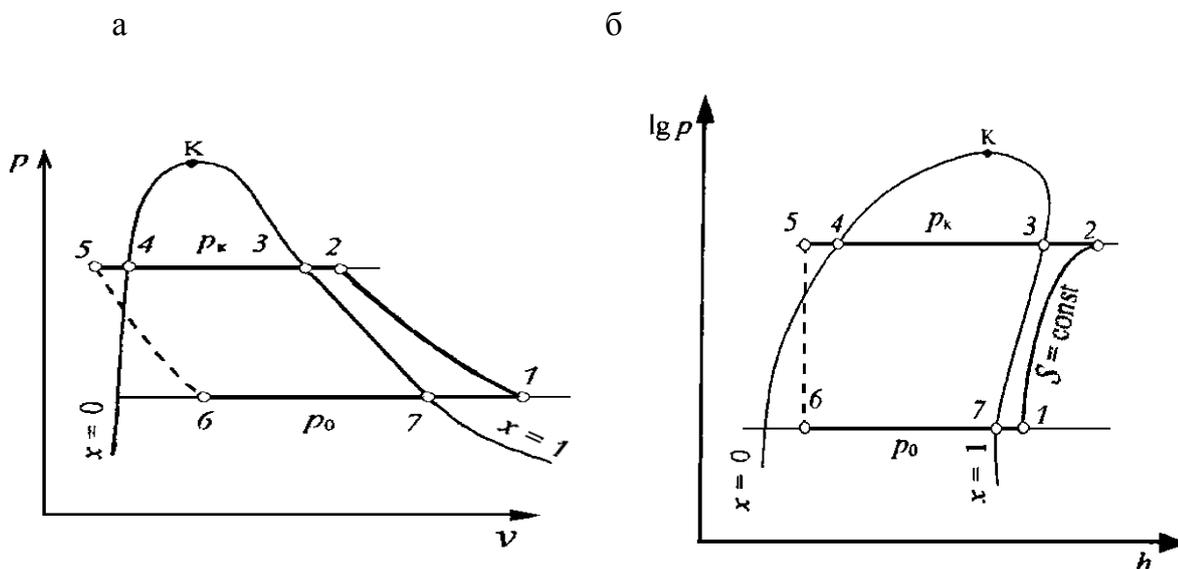


Рис. 1.10. Цикл паровой холодильной машины:  
 а – в диаграмме  $p-v$ ; б – в диаграмме  $\lg p-h$

Параметры перегретого пара аммиака (точка 1) перед входом в компрессор определяем по таблице термодинамических свойств аммиака, а также по диаграмме. В таблицах термодинамических свойств указана плотность пара  $\rho$ . Удельный объем перегретого пара, как известно,  $v = 1/\rho$ . Давление пара в точках 6, 7 и 1 одинаково и определяется по известной температуре кипения  $t_0$  (в нашем случае  $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ ). По таблице термодинамических свойств аммиака на линии насыщения имеем  $p_0 = 0,19014\text{ МПа}$ .

Параметры точки 1 находим из таблицы свойств перегретых паров аммиака для давления  $p_1 = 0,19014\text{ МПа}$  и температуры  $t_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ .

Параметры перегретого пара в точке 2 определены по диаграмме  $\lg p-h$ : из точки 1 по линии  $s_1 = \text{const} = 6,9943\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  "идем" до пересечения с изобарой  $p_k$ , соответствующей заданной температуре конденсации. В данном примере температуре конденсации  $t_k = 20\text{ }^\circ\text{C}$  соответствует давление  $p_k = 0,85777\text{ МПа}$  (см. таблицу термодинамических свойств аммиака на линии насыщения). Подчеркнем, что это давление одинаково для точек 2, 3, 4 и 5.

Параметры точек 3 и 4 определяем с помощью таблицы термодинамических свойств аммиака на линии насыщения и по диаграмме  $\lg p-h$ . Параметры жидкого аммиака в точке 5 (после переохлаждения) приняты равными параметрам насыщенной жидкости при  $t_5 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Однако значение давления принимаем равным  $p_k$ . После необратимого адиабатного процесса расширения жидкости в дроссельном вентиле (процесс дросселирования 5 – 6) аммиак в состоянии влажного насыщенного пара 6 поступает в испаритель холодильной машины. Параметры влажного пара рассчитаны ниже по формулам, приведенным в табл. 1.3.

Степень сухости пара в состоянии 6 находим из условия  $h_5 = h_6$ , поскольку процесс дросселирования считается изоэнтальпическим ( $h = \text{const}$ ). С учетом  $h_a = h'$  и  $h_7 = h''$ , имеем

$$x_6 = \frac{h_6 - h'_a}{h''_7 - h'_a} = \frac{546,40 - 408,83}{1328,70} = 0,103.$$

Далее определяем удельный объем и энтропию влажного пара в точке 6:

$$v_6 = 0,00150 + 0,103 (0,62305 - 0,00150) = 0,00150 + 0,0644 = 0,0659 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$s_6 = 1,6548 + \frac{0,103 \cdot 1328,70}{253,15} = 2,1953 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Напомним, что  $h'$ ,  $s'$ ,  $h'' - h' = r$ ,  $v'$ ,  $v''$  определены по таблицам свойств аммиака на линии насыщения для температуры кипения  $t_0$  ( $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ );  $T_0 = t_0 + 273,15$ . В диаграмме  $\lg p-h$  параметры точки 6 определяют графически. Для этого из точки 5 опускаем перпендикуляр до пересечения с изобарой  $p_0$ , соответствующей в нашем случае температуре кипения  $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $p_0 = 0,19014 \text{ МПа}$ ). Найдя таким образом точку 6, определяем соответствующие ей в диаграмме значения степени сухости, удельного объема и энтропии.

Параметры точек сводим в табл. 1.6. Верхняя строка соответствует данным, взятым из таблицы термодинамических свойств аммиака; нижняя – данным, полученным из диаграммы  $\lg p-h$  или расчетом.

**Параметры точек цикла паровой холодильной машины**

Номер точки в цикле	Параметры рабочего тела					
	$p$ , МПа	$t$ , °С	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$x$
1	0,19014	-10	0,652	1760,96	6,9943	-
	0,19		0,65	1770	7,0	
2	0,85777	99	0,204	1980	6,9943	-
	0,86	100	0,2	2000	7,0	
3	0,85777	20	0,14912	1779,2	6,3727	1
	0,86		0,15	1800	6,4	
4	0,85777	20	0,00164	593,46	2,3278	0
	0,86		0,001	590	2,31	
5	0,85777	10	0,00160	546,40	2,1658	-
	0,86		0,001	550	2,16	
6	0,19014	-20	0,0659	546,40	2,1953	0,103
	0,19		0,066	550	2,20	0,1
7	0,19014	-20	0,62305	1737,53	6,9035	-
	0,19		0,61	1725	6,90	

В цикле паровой холодильной машины теплота подводится к рабочему веществу в процессе 6–1 при постоянном давлении, т. е.

$$q_0 = h_1 - h_6 = 1760,96 - 546,40 = 1214,56 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота от хладагента отводится в процессе 2 – 5 и равна

$$|q| = h_2 - h_5 = 1980 - 546,40 = 1433,6 \text{ кДж/кг.}$$

Работа, затраченная в цикле паровой холодильной машины (это работа имеет знак минус), определяется как

$$|l| = |q| - q_0 = 219 \text{ кДж/кг},$$

где  $|l|$  и  $|q|$  – значения работы и отведенной теплоты, взяты по абсолютной величине.

Массовый расход холодильного агента  $M = 0,1$  кг/с, поэтому теоретическая мощность привода компрессора холодильной машины составит

$$N = |l| M = 219 \cdot 0,1 = 21,9 \text{ кДж/с} = 21,9 \text{ кВт}.$$

Теоретический холодильный коэффициент цикла паровой холодильной машины равен

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{|l|} = \frac{1214,56}{219} = 5,55.$$

Холодильный коэффициент больше единицы, что говорит о термодинамической эффективности рассмотренного цикла.

**Задача 4.** В компрессор воздушной холодильной машины (ВХМ) поступает воздух из холодильной камеры с температурой  $t_1 = -10^\circ\text{C}$  и давлением  $p_1 = 0,1$  МПа. В компрессоре воздух адиабатно сжимается до  $p_2 = 0,5$  МПа, охлаждается в воздухоохладителе (теплообменнике) до температуры  $t_3 = 10^\circ\text{C}$  и поступает в расширительный цилиндр (детандер). В детандере происходит адиабатное расширение от давления  $p_2$  до давления  $p_1$ , при этом температура воздуха резко понижается от  $t_3$  до  $t_4$ . Холодный воздух с температурой  $t_4$  направляют в холодильную камеру, где за счет теплоты  $Q_0$ , отводимой от охлаждаемых продуктов, нагревается до температуры  $t_1$ .

Для расчета показателя адиабаты  $k$  использовать уравнение Майера. Средняя массовая изохорная теплоемкость воздуха  $c_v = 0,723$  кДж/(кг·К), удельная газовая постоянная воздуха  $R = 287$  Дж/(кг·К).

Определить температуру  $t_4$ , работу цикла, холодопроизводительность  $q_0$  и холодильный коэффициент ВХМ.

**Решение.** На рис. 1.11 изображен цикл ВХМ в координатах  $p-v$  и  $T-s$ .

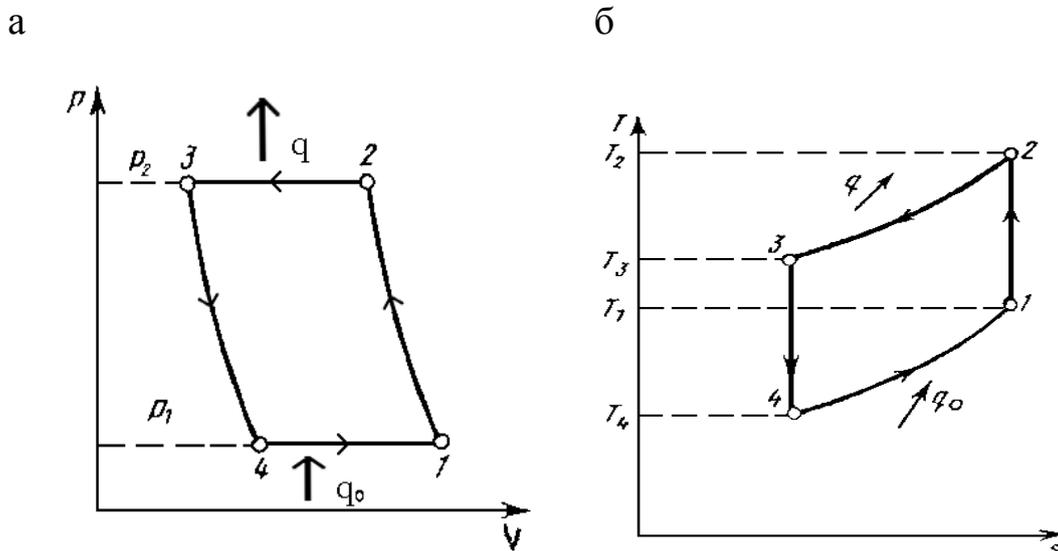


Рис. 1.11. Изображение цикла воздушной холодильной машины:  
а – в диаграмме  $p-v$ ; б – в диаграмме  $\lg p-h$

Цикл ВХМ включает следующие процессы:

- 1-2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре (от  $p_1$  до  $p_2$ );
- 2-3 – изобарный процесс отвода теплоты  $q$  от воздуха при его охлаждении в газоохладителе – теплообменнике (от  $t_2$  до  $t_3$ );
- 3-4 – адиабатное расширение в детандере (от  $p_2$  до  $p_1$ );
- 4-1 – изобарный процесс подвода теплоты  $q_0$  к воздуху в холодильной камере, вследствие чего воздух нагревается (от  $t_4$  до  $t_1$ ).

Определяем среднюю массовую изобарную теплоемкость воздуха. По формуле Майера

$$c_p = c_v + R = 723 + 287 = 1010 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) = 1,01 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Находим показатель адиабаты:

$$k = c_p / c_v = 1010 / 723 = 1,4.$$

Поскольку  $\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ , определяем температуру  $T_4$  (см. табл. 1.2):

$$T_4 = T_3 / \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 283,15 / \left(\frac{0,5}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 178,78 \text{ К.}$$

Аналогично определяем температуру  $T_2$  по  $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$  (табл. 1.2):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 263,15 \left(\frac{0,5}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 416,78 \text{ К.}$$

Теплота (по абсолютной величине), отведенная в изобарном процессе охлаждения воздуха от температуры  $T_2 = 416,78\text{К}$  до  $T_3 = 263,15\text{К}$  равна:

$$|q| = c_p (T_2 - T_1) = 1,01(416,78 - 263,15) = 155,38 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоту, подведенную в изобарном процессе нагревания воздуха в холодильной камере, определим аналогично (теплота положительная):

$$q_0 = c_p (T_2 - T_1) = 1,01(263,15 - 178,78) = 85,21 \text{ кДж/кг.}$$

Работу (по абсолютной величине), затраченную в цикле ВХМ, находим по формуле:

$$|l| = |q| - q_0 = 155,38 - 85,21 = 70,17 \text{ кДж/кг}$$

и теоретический холодильный коэффициент цикла ВХМ как отношение

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{|l|} = \frac{85,21}{70,17} = 1,21.$$

Холодильный коэффициент реальной ВХМ из-за необратимостей, естественно, окажется меньше.

## 2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

### 2.1. Принятые обозначения

- $a$  – температуропроводность,  $\text{м}^2/\text{с}$   
 $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,  
 $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$   
 $c_p$  – массовая удельная теплоемкость при постоянном давлении,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$   
 $d$  – диаметр, м  
 $E$  – эффективность ребра;  
 $f$  – площадь поверхности сечения,  $\text{м}^2$   
 $F$  – поверхность,  $\text{м}^2$   
 $g$  – ускорение свободного падения ( $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ )  
 $h, H$  – высота, м  
 $k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$   
 $k_l$  – линейный коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$   
 $l$  – длина, определяющий размер, м  
 $M$  – массовый расход,  $\text{кг}/\text{с}$   
 $n$  – число слоев  
 $p$  – давление, Па  
 $q$  – плотность теплового потока,  $\text{Вт}/\text{м}^2$   
 $Q$  – тепловой поток, Вт  
 $r$  – удельная теплота парообразования,  $\text{Дж}/\text{кг}$   
 $T$  – температура, К  
 $t$  – температура,  $^\circ\text{C}$   
 $\text{th}$  – гиперболический тангенс  
 $u$  – периметр, м  
 $W$  – водяной эквивалент  
 $w$  – скорость,  $\text{м}/\text{с}$   
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$   
 $\beta$  – коэффициент объемного расширения,  $1/\text{К}$   
 $\delta$  – толщина, м  
 $\varepsilon$  – степень черноты  
 $\varepsilon_k$  – коэффициент конвекции  
 $\eta$  – динамическая вязкость,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;  $\eta = \nu \rho$   
 $\nu$  – кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$

- $\theta$  – избыточная температура, °С
- $\bar{\theta}$  – безразмерная температура
- $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
- $\pi$  – приведенное давление,  $\pi = p/p_{кр}$
- $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>
- $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м
- $\tau$  – время, с

### **Критерии (числа) подобия**

- $Bi$  – критерий Био,  $Bi = \alpha l / \lambda_{ст}$
- $Fo$  – критерий Фурье,  $Fo = a\tau / l^2$
- $Ga$  – критерий Галилея,  $Ga = gl^3 / \nu^2$
- $Gr$  – критерий Грасгофа,  $Gr = gl^3 \beta \Delta t / \nu^2$
- $K$  – критерий Кутателадзе,  $K = r / C_{ж} \Delta t$
- $Nu$  – критерий Нуссельта,  $Nu = \alpha l / \lambda_{ж}$
- $Pr$  – критерий Прандтля,  $Pr = \nu \backslash a$
- $Ra$  – критерий Релея,  $Ra = Gr Pr$
- $Re$  – критерий Рейнольдса,  $Re = wl / \nu$
- $We$  – критерий Вебера,  $We = \sigma_{жс} / g(\rho' - \rho'')d_{вн}^2$

### **Индексы:**

- ж – жидкость (газ)
- к – конвекция
- ст – стенка
- ср – средний
- эк – эквивалентный
- т – средняя величина
- тр – труба
- л – лучистый
- мр – межреберная (поверхность)
- р – ребро
- о – основная (поверхность)
- вн – внутренний
- н – наружный
- пр – приведенный
- эк – эквивалентный

- э – экран
- г – горячий
- х – холодный
- кр – критический

## 2.2. Основные формулы для расчетов процессов теплообмена

### 2.2.1. Теплопроводность и теплопередача при стационарном режиме

*Перенос теплоты через однослойную плоскую стенку*

При граничных условиях I рода ( $t_{cr1} > t_{cr2}$ )

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cr1} - t_{cr2}) = \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{R_\lambda}, \text{ Вт/м}^2;$$

$$Q = qF, \text{ Вт,}$$

где  $R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda}$ , м<sup>2</sup>·К/Вт – термическое сопротивление теплопроводности.

При граничных условиях III рода ( $t_{ж1} > t_{ж2}$ )

$$q = k(t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м}^2;$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$Q = qF, \text{ Вт.}$$

*Перенос теплоты через многослойную плоскую стенку*

При граничных условиях I рода ( $t_{\text{ст}1} > t_{\text{ст}n+1}$ )

$$q = \frac{t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}n+1}}{\sum_1^n R_{\lambda_i}}, \text{ Вт/м}^2;$$

$$\sum_1^n R_{\lambda_i} = R_{\lambda_1} + R_{\lambda_2} + \dots + R_{\lambda_n} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

где  $n$  – число слоев стенки;  $t_{\text{ст}n+1}$  – температура внешней поверхности  $n$ -го слоя.

При граничных условиях III рода ( $t_{\text{ж}1} > t_{\text{ж}2}$ )

$$q = k(t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2}), \text{ Вт/м}^2;$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

*Перенос теплоты через однослойную цилиндрическую стенку*

При граничных условиях I рода ( $t_{\text{ст}1} > t_{\text{ст}2}$ )

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2})}{R_{\lambda,l}} = \frac{\pi(t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м},$$

где  $R_{\lambda,l} = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ , м·К/Вт – линейное термическое сопротивление теплопроводности однослойной цилиндрической стенки;  $q_l$  – линейная плотность теплового потока.

При граничных условиях III рода ( $t_{ж_1} > t_{ж_2}$ )

$$q_l = k_l \pi (t_{ж_1} - t_{ж_2}), \text{ Вт/м};$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)},$$

где  $k_l$  – линейный коэффициент теплопередачи.

*Перенос теплоты через многослойную цилиндрическую стенку;  
критический диаметр изоляции*

При граничных условиях I рода ( $t_{ст_1} > t_{ст_{n+1}}$ )

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi (t_{ст_1} - t_{ст_{n+1}})}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \text{ Вт/м}.$$

При граничных условиях III рода ( $t_{ж_1} > t_{ж_2}$ )

$$q_l = k_l \pi (t_{ж_1} - t_{ж_2}), \text{ Вт/м};$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Критический диаметр изоляции многослойной цилиндрической стенки

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2},$$

где  $\lambda_{из}$  – коэффициент теплопроводности изоляции;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки изолированной трубы к окружающей среде.

Для уменьшения теплотерь от неизолированной трубы с наружным диаметром  $d_2$  выбор материала изоляции должен проводиться из условия  $\lambda_{из} \leq \alpha_2 d_2 / 2$ .

*Перенос теплоты через однослойную шаровую стенку*

При граничных условиях I рода ( $t_{ст1} > t_{ст2}$ )

$$Q = \frac{\pi(t_{ст1} - t_{ст2})}{\frac{1}{2\lambda} \left( \frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)}, \text{ Вт.}$$

При граничные условия III рода ( $t_{ж1} > t_{ж2}$ )

$$Q = k_{ш} \pi(t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт;}$$

$$k_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left( \frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_d d_2^2}}, \text{ Вт/К,}$$

где  $k_{ш}$  – линейный коэффициент теплопередачи.

*Перенос теплоты через многослойную шаровую стенку;  
критический диаметр изоляции*

При граничных условиях I рода ( $t_{ст1} > t_{стn+1}$ )

$$Q = \frac{\pi(t_{ст1} - t_{стn+1})}{\frac{1}{2\lambda_1} \left( \frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{2\lambda_2} \left( \frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_3} \right) + \dots + \frac{1}{2\lambda_n} \left( \frac{1}{d_n} - \frac{1}{d_{n+1}} \right)}, \text{ Вт.}$$

При граничных условиях III рода ( $t_{ж_1} > t_{ж_2}$ )

$$q_l = k_{ш} \pi (t_{ж_1} - t_{ж_2}), \text{ Вт};$$

$$k_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \left( \frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{i+1}^2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda_{i,ш}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}^2}}, \text{ Вт/К},$$

где  $R_{\lambda_{i,ш}} = \frac{1}{2\lambda_{ш}} \left( \frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}} \right)$ , К/Вт – термическое сопротивление теплопроводности  $i$ -того слоя шаровой стенки.

Критический диаметр изоляции многослойной шаровой стенки

$$d_{кр} = \frac{4\lambda_{из.}}{\alpha_2}.$$

Материал изоляции выбирают из условия  $d_{кр} < d_2$ , где  $d_2$  – наружный диаметр шаровой стенки, на которую накладывається тепловая изоляция.

### 2.2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме

Уравнение температурного поля твердого тела в безразмерной форме

$$\bar{\theta} = f(\text{Fo}, \text{Bi}, X, Y, Z),$$

где  $\Theta = \theta / \theta_{нач}$  – безразмерная избыточная температура;  $\theta = t - t_{ж}$  – избыточная температура произвольной точки твердого тела в момент времени  $\tau$  после начала процесса его охлаждения (нагрева), °С;  $t$  – температура произвольной точки твердого тела, °С;  $t_{ж}$  – температура окружающей твердое тело среды, °С;  $t > t_{ж}$ ;  $\theta_{нач} = t_{нач} - t_{ж}$  – избыточ-

ная температура в начальный момент времени  $\tau = 0$ , °C;  $t_{\text{нач}}$  – начальная температура твердого тела, °C;  $X, Y, Z$  – безразмерные координаты точек нагреваемого или охлаждаемого твердого тела. Критерии Фурье и Био соответственно равны:

$$Fo = \frac{a_{\text{ТВ.Т}} \tau}{l^2}; \quad Bi = \frac{\alpha_{\text{Ж}} l}{\lambda_{\text{ТВ.Т}}},$$

где  $a_{\text{ТВ.Т}}$ ,  $\lambda_{\text{ТВ.Т}}$  – температуропроводность и теплопроводность твердого тела соответственно;  $\tau$  – время;  $l$  – определяющий размер (для бесконечно тонкой пластины – половина ее толщины, для бесконечно длинного цилиндра и сферы – радиус);  $\alpha_{\text{Ж}}$  – коэффициент теплоотдачи со стороны омывающей твердое тело жидкости (газа);  $X, Y, Z$  – безразмерные координаты точек нагреваемого или охлаждаемого твердого тела.

*Определение температур в характерных точках  
нагреваемого (охлаждаемого) тела с помощью графиков*

Графики строят для характерных точек твердого тела: в центре тела и на его поверхности.

Для тел простейшей формы (бесконечная тонкая пластина, бесконечный цилиндр и сфера) безразмерная температура в этих точках определяется только критериями  $Fo$  и  $Bi$ :

$$\bar{\theta}_0 = \frac{t_0 - t_{\text{ж}}}{t_{\text{нач}} - t_{\text{ж}}} = \frac{\theta_0}{\theta_{\text{нач}}} = f_0(Fo, Bi);$$

$$\bar{\theta}_{\text{пов}} = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}}{t_{\text{нач}} - t_{\text{ж}}} = \frac{\theta_{\text{пов}}}{\theta_{\text{нач}}} = f_{\text{пов}}(Fo, Bi),$$

где  $t_0$  – температура в центре тела;  $t_{\text{пов}}$  – температура на поверхности тела.

С помощью графиков решают три задачи:

1) определить температуру в центре  $t_0$  или на поверхности  $t_{\text{пов}}$  через промежуток времени  $\tau$ . Находят критерии  $Fo$  и  $Bi$ , затем по графику определяют  $\bar{\theta}_0$  и  $\bar{\theta}_{\text{пов}}$ . Зная  $t_{\text{нач}}$  и  $t_{\text{ж}}$ , находят  $t_0$  и  $t_{\text{пов}}$ ;

2) определить время охлаждения (нагрева) твердого тела до заданной температуры в центре  $t_0$  или на поверхности  $t_{\text{пов}}$ . Рассчитывают  $\bar{\theta}_0$  или  $\bar{\theta}_{\text{пов}}$ ,  $Bi$ . Из графика находят  $Fo$ . Рассчитывают время по формуле

$$\tau = \frac{Fo \cdot l^2}{a};$$

3) определить коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{ж}}$  со стороны внешней среды, необходимый для охлаждения (нагрева) твердого тела до заданной температуры  $t_0$  или  $t_{\text{пов}}$  за время  $\tau$ . Расчетом находят  $\bar{\theta}_0$  или  $\bar{\theta}_{\text{пов}}$ . Определяем критерий  $Fo$ . Из графика находим  $Bi$ . Для  $\alpha_{\text{ж}}$  имеем

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{Bi \lambda_{\text{тв.т}}}{l}.$$

### *Определение количества теплоты с помощью графиков*

Известно, что

$$\frac{Q_{\tau}}{Q_{\infty}} = f_Q(Fo, Bi),$$

где  $Q_{\tau}$  – количество теплоты, отданное телом за время  $\tau$  после начала процесса охлаждения или полученное в процессе нагрева за это же время  $\tau$ ;  $Q_{\infty}$  – полное количество теплоты, которое тело отдает среде с температурой  $t_{\text{ж}}$  в процессе его охлаждения (нагрева) от  $t_{\text{нач}}$  до  $t_{\text{ж}}$ , т. е. при  $\tau \rightarrow \infty$ . Значения  $Q_{\tau}$  и  $Q_{\infty}$  рассчитываются по формулам

$$Q_{\infty} = c\rho V (t_{\text{нач}} - t_{\text{ж}}); \quad Q_{\tau} = c\rho V (t_{\text{нач}} - t_{\text{ср}}),$$

здесь  $c$  – удельная теплоемкость материала твердого тела, Дж/(кг·К);  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объем тела, м<sup>3</sup>;  $t_{\text{ср}}$  – средняя температура по объему тела через время  $\tau$  после начала охлаждения (нагрева).

Отношение  $Q_{\tau}/Q_{\infty}$  находят по значениям  $Fo$  и  $Bi$  из графиков для соответствующей формы тела.

### *Расчет температуры тел ограниченных размеров*

Короткий цилиндр радиусом  $R$  и длиной  $h$  представляют как тело, образованное пересечением безгранично длинного цилиндра радиусом  $R$  с бесконечной тонкой пластиной толщиной  $h = 2l$ . Температуры центральных точек в центре тела или на его поверхности находят из соотношения

$$\bar{\theta}_{\text{ц}} = \bar{\theta}_{\text{б.ц}} \bar{\theta}_{\text{б.п}},$$

где  $\bar{\theta}_{\text{ц}}$  – безразмерная температура ограниченного цилиндра;  $\bar{\theta}_{\text{б.ц}}, \bar{\theta}_{\text{б.п}}$  – соответственно безразмерные температуры бесконечно длинного цилиндра и неограниченной пластины;  $\bar{\theta}_{\text{б.ц}}, \bar{\theta}_{\text{б.п}}$  определяют, как говорилось ранее, с помощью графиков для центра тела или для точек на его поверхности.

Аналогично параллелепипед можно рассматривать как тело, образованное пересечением трех неограниченных пластин, а безграничный стержень прямоугольного сечения (брус) – как пересечение двух неограниченных пластин.

### **2.2.3. Свободная тепловая конвекция в неограниченном пространстве**

Для данного вида теплообмена: определяющая температура –  $t_{\text{ж}}$ , разность температур  $\Delta t = t_{\text{ж}} - t_{\text{ст}}$ , если  $t_{\text{ж}} > t_{\text{ст}}$ .

*Свободная конвекция вдоль вертикальной стенки  
или вертикальной трубы*

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,75 \text{ Ra}_{\text{ж}}^{0,25} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \text{ для } 10^3 < \text{Ra}_{\text{ж}} < 10^9; \text{ Pr}_{\text{ж}} = 0,7 - 3000;$$

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,15 \text{ Ra}_{\text{ж}}^{1/3} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \text{ для } \text{Ra}_{\text{ж}} > 6 \cdot 10^{10}.$$

Здесь определяющий размер – высота,  $h$ .

*Свободная конвекция  
около горизонтальных труб и пластин*

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,50 \text{ Ra}_{\text{ж}}^{0,25} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \text{ для } 10^3 < \text{Ra}_{\text{ж}} < 10^8.$$

Определяющий размер – наружный диаметр трубы,  $d$ .

#### 2.2.4. Свободная конвекция в ограниченном пространстве

$$Q = \frac{\lambda_{\text{эк}}}{\delta} (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) F;$$

$$\lambda_{\text{эк}} = \lambda \varepsilon_{\text{к}};$$

$$\varepsilon_{\text{к}} \cong 0,18 \text{ Ra}_m^{0,25} \text{ для } 10^3 < \text{Ra}_m < 10^{10};$$

Определяющий размер – толщина прослойки жидкости(газа),  $\delta$ ;  
определяющая температура – средняя температура прослойки,  $t_m$

$$t_m = \frac{1}{2} (t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}});$$

$$\text{Ra}_m = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{g \delta^3}{\nu^2} \beta \Delta t \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{g \delta^3}{a \nu} \beta \Delta T,$$

где разность температур  $\Delta t = t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}$ .

## 2.2.5. Вынужденное движение жидкости внутри труб и каналов

*Ламинарный режим движения,  $Re_{ж,d} \leq 2300$*

Вязкостный режим,  $(Gr \cdot Pr)_{ж} < 8 \cdot 10^5$

$$Nu_{ж,d} = 1,55(Re_{ж,d} Pr_{ж})^{0,33} \varepsilon_d \varepsilon_{\mu} \varepsilon_l,$$

где  $\varepsilon_d = (d/l)^{0,33}$  ;  $\varepsilon_{\mu} = (\mu_{ст} / \mu_{ж})^{-0,14}$  ;  $\varepsilon_l \approx 0,60[l / (Re_{ж,d} d)]^{-1/7} \psi$  ;  
 $\psi = 1 + 2,5l / (Re_{ж,d} l)$ ;  $l$  – длина трубы (канала);  $d_b$  – внутренний диаметр трубы; определяющая температура  $t_{ж} \approx 0,5(t_{ж_1} + t_{ст})$  ;  $t_{ж_1}$  – температура жидкости на входе в трубу (канал).

Вязкостно-гравитационный режим,  $(Gr \cdot Pr)_{ж} > 8 \cdot 10^5$

$$Nu_{ж,d} = 0,15 Re_{ж}^{0,33} Pr_{ж}^{0,33} Ra_{ж}^{0,1} \left( Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25} \varepsilon_l.$$

При  $l/d = 1$   $\varepsilon_l = 1,90$ ; при  $l/d = 10$   $\varepsilon_l = 1,28$ ; при  $l/d = 30$   $\varepsilon_l = 1,05$ ; при  $l/d = 90$   $\varepsilon_l = 1$ . Определяющий размер – внутренний диаметр канала  $d$ .  
 Определяющая температура – средняя температура жидкости  $t_{ж}$ .

*Турбулентный режим движения,  $Re_{ж,d} \geq 10^4$*

$$Nu_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left( Pr_{ж} / Pr_{ст} \right)^{0,25} \varepsilon_l \varepsilon_R,$$

где  $\varepsilon_R$  – поправка,  $\varepsilon_R = 1 + 1,8 \frac{d}{R}$ ,  $R$  – радиус закругления в местах сгиба труб, м.

Определяющий размер – внутренний диаметр трубы  $d$  или эквивалентный диаметр для некруглых каналов  $d_{эк} = 4F/u$ , где  $F$  – площадь «живого» сечения канала;  $u$  – полный смоченный периметр канала.

### Пример расчета эквивалентного диаметра

Рассчитать  $d_{\text{эк}}$  двухтрубного теплообменника (труба в трубе), выполненного из наружной трубы диаметром 60х3 мм и внутренней трубы диаметром 30х2 мм. (Напоминаем, что у трубы, к примеру, с параметрами 60х3 наружный диаметр равен 60 мм, толщина стенки 3 мм). Эквивалентный диаметр равен

$$d_{\text{эк}} = 4F/u = \frac{4[(60 - 2 \cdot 3)^2 \pi / 4] - (30^2 \pi / 4)}{54\pi + 30\pi} = 54 - 30 = 24 \text{ мм.}$$

В данном случае эквивалентный диаметр равен разности внутреннего диаметра наружной трубы (54 мм) и наружного диаметра внутренней трубы (30 мм).

*Переходный режим,  $10^4 > Re_{\text{ж},d} > 2300$*

$$Nu_{\text{ж},d} = 0,021 Re_{\text{ж},d}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left( \frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\text{п}},$$

где  $\varepsilon_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент определяют из графика (рис. 2.1).

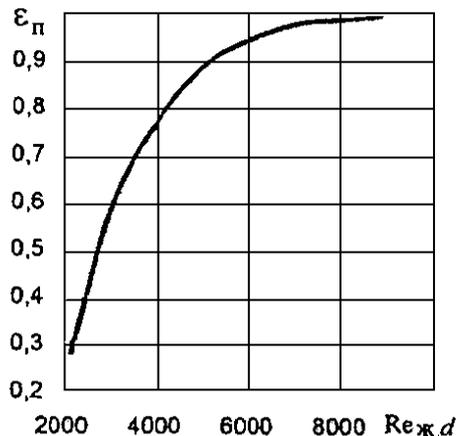


Рис. 2.1. Зависимость  $\varepsilon_{\text{п}}$  от  $Re_{\text{ж},d}$

## 2.2.6. Теплоотдача при внешнем обтекании вынужденным потоком одиночных труб и трубных пучков

### *Одиночные трубы*

При  $Re_{ж,d} = 5 \div 1000$

$$Nu_{ж,d} = 0,5 Re_{ж,d}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}.$$

При  $Re_{ж} = 1000 \div 200000$

$$Nu_{ж,d} = 0,25 Re_{ж,d}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\varphi}.$$

При угле атаки потока  $\varphi = 90^\circ$   $\varepsilon_{\varphi} = 1$ .

Определяющий размер – наружный диаметр трубы.

Определяющая скорость – скорость, отнесенная к самому узкому сечению канала, в котором расположена труба.

*Трубные пучки,  $10^3 < Re_{ж,d} < 10^5$*

$$Nu_{ж,d} = c Re_{ж,d}^n Pr_{ж}^{0,33} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_{\varphi},$$

$c = 0,41; n = 0,6$  – для шахматных пучков;  $c = 0,26; n = 0,6$  – для коридорных пучков.

Для шахматного пучка:

$$\varepsilon_s = \left( \frac{d_1}{s_2} \right)^{1/6} \text{ при } \frac{d_1}{s_2} \geq 2;$$

$$\varepsilon_s = 1,12 \text{ при } \frac{d_1}{s_2} \geq 2;$$

для коридорного пучка:

$$\varepsilon_s = \left( \frac{d_2}{d} \right)^{0,15};$$

где  $s_1$  – расстояние между осями труб перпендикулярно потоку;  $s_2$  – расстояние между осями труб вдоль потока;  $d$  – наружный диаметр труб.

Расчет  $Nu_{ж,d}$  дает значения  $\alpha$  для третьего и последующего рядов труб пучка. Принимают для первого ряда труб  $\alpha_1 = 0,6 \alpha_3$ . Для второго ряда труб коридорного пучка  $\alpha_2 = 0,9 \alpha_3$ ; для шахматного пучка  $\alpha_2 = 0,7 \alpha_3$ .

Средний коэффициент теплоотдачи для всех рядов труб

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \alpha_3 F_3 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n},$$

где  $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$  – поверхность труб соответственно в первом, втором, третьем и последующих рядах.

## 2.2.7. Теплообмен при кипении

### *Пузырьковый режим кипения в большом объеме*

Формула для расчета коэффициента теплоотдачи развитого пузырькового режима кипения в большом объеме имеет вид

$$\alpha = c f \Phi q^n.$$

Значения  $n, c, f \Phi$ :

для воды:  $n = 0,67$ ;  $c = 3,5$ ;  $f \Phi \cong p^{0,18} \left( -0,0045 p \right)^{-}$ ;

для аммиака:  $n = 0,70$ ;  $c = 2,2$ ;  $f \Phi \cong p^{0,21}$ ;

для хладагента R12:  $n = 0,75$ ;  $c = 5,5$ ;  $f \Phi \cong 0,14 + 2,2\pi$ ;

для хладагента R22:  $n = 0,75$ ;  $c = 6,2$ ;  $f \Phi \cong 0,14 + 2,2\pi$ .

Здесь  $\pi = p / p_{кр}$  – приведенное давление,  $p$  – давление насыщения, принятое по термодинамическим таблицам при температуре кипения, бар;  $p_{кр}$  – критическое давление кипящей жидкости, бар;  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>.

### *Кипение на гладкотрубных пучках горизонтальных труб с числом рядов 15–20*

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при кипении хладагентов R12 и R22 на пучках используется формула:

$$\alpha = c q^{0,5} p^{0,25} (s/d)^{-0,45},$$

где  $c = 14,2$  для R12;  $c = 16,4$  для R22,  $s$  – расстояние между осями труб.

Формула для аммиака имеет вид

$$\alpha = 15 q^{0,6} (s/d)^{-0,45}.$$

В формулах приняты следующие единицы измерений:  $p$  – бар;  $q$  – кВт/м<sup>2</sup>. Они справедливы: для  $t_{\text{н}} = -30 \div 0$  °С;  $s/d = 1,15 \div 1,45$ ;  $q = (1 \div 10)$  кВт/м<sup>2</sup>;  $d = 16 \div 20$  мм.

### *Кипение внутри труб*

Средние значения коэффициентов теплоотдачи при кипении фреонов R12, R22, R142b в трубах определяют по формуле

$$\alpha = A q^{0,6} (w_p)^{0,2} d_{\text{вн}}^{-0,2},$$

где  $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $w_p$  – массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К).

Значения коэффициента  $A$  для указанных хладагентов при температурах  $-30, 0, 30$  °С даны в табл. 2.1.

Формула рекомендована для расчета при  $w_p = 50 \div 600$  кг/(м<sup>2</sup>·с);  $q = 2,5 \div 20$  кВт/м<sup>2</sup>;  $d_{\text{вн}} = 12$  мм;  $l = 1,5$  м, длине трубы  $l = 1,5$  м и степени сухости на входе в трубу  $x_{\text{вх}} = 0$ .

**Значения коэффициента  $A$  для хладагентов  
в зависимости от температуры**

Температура, °C	R12	R22
-30	0,0536	0,0599
0	0,0719	0,0833
30	0,0928	0,1170

### 2.2.8. Теплообмен при пленочной конденсации пара

#### *Пленочная конденсация на горизонтальной трубе*

Средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации на одиночной горизонтальной трубе рассчитывается по формуле

$$\alpha = 0,728 \sqrt[4]{\frac{rg\rho_{\text{ж}}\lambda_{\text{ж}}^3}{\nu_{\text{ж}}\Delta t d}} = 0,728 \sqrt[4]{\frac{rg\rho_{\text{ж}}^2\lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}}\Delta t d}},$$

где  $r$  – теплота парообразования, Дж/кг (определяется по температуре конденсации пар  $t_{\text{н}}$ );  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}$ , °C;  $t_{\text{ст}}$  – температура поверхности трубы, °C;  $d$  – наружный диаметр трубы; теплофизические свойства пленки, определяемые по средней температуре жидкого конденсата  $t_{\text{ж}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{ст}})$ ,  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_{\text{ж}}$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  $\nu_{\text{ж}}$  – кинематическая вязкость, Па·с;  $\mu_{\text{ж}}$  – динамическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

#### *Конденсация на вертикальной трубе*

$$\alpha = 1,15 \sqrt[4]{\frac{rg\rho_{\text{ж}}^2\lambda_{\text{ж}}^3}{\mu_{\text{ж}}\Delta t H}},$$

где  $H$  – высота трубы, м.

## Пленочная конденсация внутри горизонтальных труб

Формула для расчета среднего коэффициента теплоотдачи

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,21 \text{ Ga K Pr }^{-0,25} \text{ We}^{-0,25},$$

где  $\text{Ga} = \frac{g d_{\text{вн}}^3}{\nu_{\text{ж}}^2}; \quad \text{K} = \frac{r}{c_{p_{\text{ж}}} \Delta t}; \quad \text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{ж}} d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{ж}}}; \quad \text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{\nu_{\text{ж}}}{a_{\text{ж}}};$

$$\text{We} = \frac{\sigma_{\text{ж}}}{g (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) d_{\text{вн}}^2};$$

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубы, м;  $\sigma_{\text{ж}}$  – коэффициент поверхностного натяжения пленки, Н/м;  $\rho_{\text{п}}, \rho_{\text{ж}}$  – плотность пара и жидкости, кг/м<sup>3</sup>; значение теплоемкости  $c_{p_{\text{ж}}}$  определяется по таблицам для средней температуры пленки конденсата.

Формула получена для хладагентов R12, R22, R502 и аммиака. Применима для горизонтальных стальных труб с  $d_{\text{вн}} = 14 \div 21$  мм;  $l/d = 50 \div 200$ ;  $q = 1 \div 36$  кВт/м<sup>2</sup>;  $t_{\text{н}} = 30 \div 50$  °С.

### 2.2.9. Лучистый и сложный теплообмен

*Лучистый теплообмен между двумя параллельными поверхностями ( $T_1 > T_2$ )*

Плотность теплового потока, переданного излучением от «горячей» стенки с температурой  $T_1$  к «холодной» стенке с  $T_2$  определяется как

$$q = \varepsilon_{\text{п}} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right];$$

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1},$$

где  $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела, ( $C_0 = 5,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ );  $\varepsilon_{\text{п}}$  – приведенная степень черноты;  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – степени черноты горячей и холодной стенок

*Лучистый теплообмен между двумя поверхностями произвольной конфигурации ( $T_1 > T_2$ )*

$$Q = \varepsilon_{\text{п}} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 ;$$

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)},$$

где  $F_1$  – площадь поверхности тела с температурой  $T_1$ , находящегося внутри оболочки, которая имеет поверхность  $F_2$  с температурой  $T_2$ . Если  $F_1 \ll F_2$ , то  $\varepsilon_{\text{п}} \approx \varepsilon_1$ .

*Лучистый теплообмен при наличии экранов*

При наличии  $n$  экранов плотность теплового потока, переданного излучением от стенки 1 к стенке 2, уменьшается в  $(n+1)$  раз:

$$q = \frac{1}{n+1} \varepsilon_{\text{п}} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right];$$

$$\varepsilon_{\text{п}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1},$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – температуры поверхностей стенок 1 и 2 ( $T_1 > T_2$ ), К.

Принято  $C_1 = C_2 = C_3$ , где  $C_i$  – коэффициент лучеиспускания стенок или экранов. Если  $C_1 = C_2 \gg C_3$ , плотность теплового потока уменьшается еще в  $C_1 / C_3$  раз.

### Сложный теплообмен

Процесс теплообмена между стенкой и омывающей ее средой характеризует общий коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{общ}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}},$$

где  $\alpha_{\text{к}}$  – конвективный коэффициент теплоотдачи;  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи «излучением»,  $\alpha_{\text{общ}}$  – общий (суммарный) коэффициент теплоотдачи.

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon C_0 \frac{\left(\frac{T_{\text{ж}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100}\right)^4}{T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}} \approx 0,04\varepsilon C_0 (T_{\text{ср}}/100)^3,$$

где  $T_{\text{ж}}$  – температура жидкости (газа), омывающей твердую поверхность с температурой  $T_{\text{ст}}$ , К,  $T_{\text{ж}} > T_{\text{ст}}$ .

$$q_{\text{общ}} = q_{\text{к}} + q_{\text{луч}} = \alpha_{\text{общ}} (T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}).$$

## 2.2.10. Перенос теплоты через ребреные поверхности

### Прямое ребро постоянной толщины

Полный тепловой поток, проходящий через ребро, рассчитывают по формуле

$$Q = \lambda f m \theta_0 \text{th} \left( \frac{nh}{m} \right),$$

$$E = \frac{t_{\text{ср}} - t_{\text{ж}}}{t_0 - t_{\text{ж}}} = \frac{\theta_{\text{ср}}}{\theta_0} = \frac{\text{th} \left( \frac{nh}{m} \right)}{mh},$$

$$m = \sqrt{\alpha u / \lambda f}.$$

где  $E$  – коэффициент эффективности ребра;  $t_{\text{ж}}$  – температура окружающей среды, °С;  $t_0$  – температура в основании ребра, °С;  $t_{\text{ст}}$  – средняя температура ребра по высоте, °С;  $\theta_0 = t_0 - t_{\text{ж}}$  – избыточная температура в основании ребра;  $\theta_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{ж}}$  – средняя избыточная температура по высоте ребра;  $h$  – высота ребра, м;  $f = \delta l$  – площадь поперечного сечения ребра, м<sup>2</sup>;  $\delta$  – толщина ребра, м;  $l$  – длина ребра, м;  $u = 2l + 2\delta$  – периметр сечения ребра, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К);  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности ребра к окружающей среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

*Приведенный коэффициент теплоотдачи  
оробренной поверхности*

Расчет приведенного коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности проводится по формуле

$$\alpha_{\text{пр}0} = \alpha \left( \frac{F_{\text{р}}}{F_0} E + \frac{F_{\text{мр}}}{F_0} \right),$$

где  $\alpha_{\text{пр}0}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к основной поверхности  $F_0$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_0$  – площадь наружной поверхности трубы, взятая по диаметру  $d$  в основании ребра, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{р}}$  – площадь поверхности ребер, м<sup>2</sup>;  $F_{\text{мр}}$  – площадь поверхности межреберных участков трубы, м<sup>2</sup>.

*Приведенный коэффициент теплопередачи  
через оребренную поверхность*

Расчет проводят по формуле

$$k_{\text{пр}0} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \right) \frac{F_0}{F_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}0}}};$$

$$Q = k_{\text{пр}0} F_0 (t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2})$$

где  $k_{\text{пр}0}$  – приведенный к основной поверхности  $F_0$  коэффициент теплопередачи;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи первой среды;  $\delta_{\text{тр}}$  – толщина стенки трубы;  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент теплопроводности стенки трубы;  $F_0$  – площадь наружной поверхности трубы;  $F_{\text{вн}}$  – площадь внутренней поверхности трубы;  $t_{\text{ж}1}, t_{\text{ж}2}$  – температура сред, протекающих соответственно внутри трубы и снаружи.

### 2.2.11. Тепловой расчет теплообменных рекуперативных аппаратов

*Уравнение теплового баланса*

$$Q = W_{\text{г}} (t'_{\text{г}} - t''_{\text{г}}) = W_{\text{х}} (t'_{\text{х}} - t''_{\text{х}}), \quad W = Mc_p,$$

где  $Q$  – тепловой поток, Вт;  $M$  – массовый расход среды, кг/с;  $c_p$  – массовая удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $W = Mc_p$  – полная теплоемкость массового расхода (водяной эквивалент теплоносителя), Вт/К;  $t', t''$  – температуры теплоносителей соответственно на входе и выходе из теплообменного аппарата, °С.

Индексы «г», «х» обозначают "горячий" и "холодный" теплоносители.

*Уравнение теплопередачи*

$$Q = kF\Delta t_{\text{ср}},$$

где  $Q$  – производительность или тепловая нагрузка аппарата, Вт;  $k$  – средний коэффициент теплопередачи аппарата, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средний (по поверхности) температурный напор между горячим и холодным теплоносителями, (средний логарифмический температурный напор), °С,

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}$$

Здесь  $\Delta t_{\text{б}}$  – наибольшая из крайних, т. е. на входе или на выходе из аппарата, разность температур между теплоносителями (температурный напор), °С;  $\Delta t_{\text{м}}$  – наименьший из крайних температурный напор, °С (рис. 2.2).

Средний для теплообменного аппарата коэффициент теплопередачи равен

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{Х}}}}$$

где  $\alpha_{\Gamma}, \alpha_{\text{Х}}$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны "горячего" и "холодного" теплоносителей;  $\sum (\delta_i / \lambda_i)$  – сумма термических сопротивлений стенки трубы (например, слоя водяного камня, масла, ржавчины и т. п.).

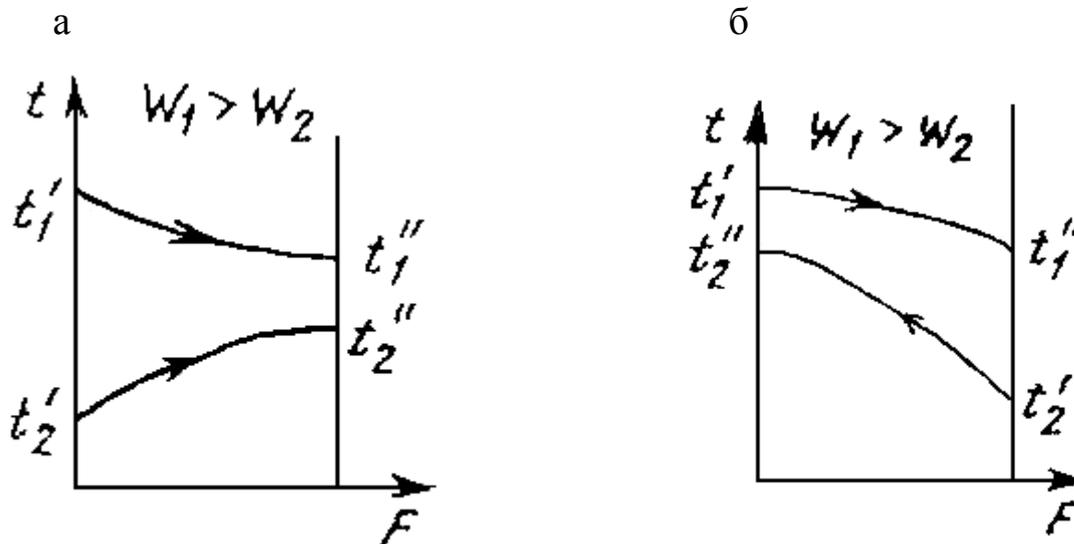


Рис. 2.2. Пример распределения температур теплоносителей по поверхности аппарата:

а – при прямотоке; б – при противотоке

В аппаратах с гладкотрубными и оребренными поверхностями значение коэффициента теплопередачи зависит от того, к какой поверхности его относят

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{ср}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}}},$$

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{ср}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}.$$

Индексы «вн», «н» и «ср» относятся соответственно к коэффициентам теплоотдачи теплоносителей, протекающих внутри и снаружи трубы; к диаметрам труб: внутреннему, наружному и среднему.

Коэффициент теплопередачи для ребристых труб рассчитываются по разд. 2.2.10.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теоретические основы хладотехники. Ч. I. Термодинамика / С.Н. Богданов, Э.И. Гуйго, Г.Н. Данилова и др.; Под ред. Э.И. Гуйго. – М.: Колос, 1994. – 288 с.
2. Теоретические основы хладотехники. Ч. II. Теплообмен / С.Н. Богданов, Э.И. Гуйго, Г.Н. Данилова и др.; Под ред. Э.И. Гуйго. – М.: Колос, 1994. – 367 с.
3. **Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.** Термодинамика. Теплопередача: Метод. указания к контрольным работам для студентов заочного обучения и экстерната. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2008. – 52 с.
4. **Цветков О.Б., Лаптев Ю.А., Пятаков Г.Л.** Расчет горизонтального кожухотрубного испарителя холодильной установки: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 34 с.
5. Расчет теоретического цикла паровой холодильной машины на ЭВМ/ А.В. Клецкий, В.В. Митропов, В.Н. Федоров, Г.В. Карпухин: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2012. – 20 с.
6. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. / С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова; Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. ТЕРМОДИНАМИКА .....	3
1.1. Принятые обозначения .....	3
1.2. Используемая терминология.....	4
1.3. Термодинамические таблицы и диаграммы .....	5
1.4. Примеры расчетов по термодинамике .....	11
2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА .....	26
2.1. Принятые обозначения .....	26
2.2. Основные формулы для расчетов процессов теплообмена..	28
2.2.1. Теплопроводность и теплопередача при стационар- ном режиме .....	28
2.2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме .....	32
2.2.3. Свободная тепловая конвекция в неограниченном пространстве .....	35
2.2.4. Свободная тепловая конвекция в ограниченном пространстве .....	36
2.2.5. Вынужденное движение жидкости внутри труб и каналов.....	37
2.2.6. Теплоотдача при внешнем обтекании вынужденным потокм одиночных труб и трубных пучков .....	39
2.2.7. Теплообмен при кипении.....	40
2.2.8. Теплообмен при пленочной конденсации пара .....	42
2.2.9. Лучистый и сложный теплообмен .....	43
2.2.10. Перенос теплоты через ребреные поверхности ....	45
2.2.11. Тепловой расчет теплообменных рекуперативных аппаратов .....	47
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	50

Цветков Олег Борисович  
Лаптев Юрий Александрович

# ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Учебно-методическое пособие

*Ответственный редактор*  
Т.Г. Смирнова

*Титульный редактор*  
Т.В. Белянкина

*Компьютерная верстка*  
Ю.А. Лаптев,  
И.В. Гришко

*Дизайн обложки*  
Н.А. Потехина

*Печатается  
в авторской редакции*

---

Подписано в печать 01.11.2013. Формат 60x84 1/16

Усл. печ. л. 3,26. Печ. л. 3,5. Уч.-изд. л. 3,31

Тираж 170 экз. Заказ № С 83

---

НИУ ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49  
ИИК ИХиБТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9