

Министерство образования и науки Российской Федерации
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

621.5
Т343

ХОЛОДИЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Методические указания
к лабораторной работе
для студентов ФЭН всех форм обучения

Новосибирск
2017

УДК 621.565(07)
Т 343

Составил: канд. техн. наук, доц. *Ю.И. Шаров*,

Рецензент: д-р техн. наук, проф. *П.А. Щинников*

Работа подготовлена на кафедре тепловых электрических станций

© Новосибирский государственный
технический университет, 2017 г.

ЦЕЛЬ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Практическое закрепление знаний по второму закону термодинамики, циклам, холодильным установкам.
2. Ознакомление с холодильным агрегатом ИФ-56 и его техническими характеристиками.
3. Изучение и построение циклов холодильных установок.
4. Определение основных характеристик, холодильной установки.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1.1. ОБРАТНЫЙ ЦИКЛ КАРНО

Холодильная установка предназначена для передачи теплоты от холодного источника к горячему. Согласно формулировке Клаузиуса второго закона термодинамики теплота не может сама собой переходить от холодного источника к горячему. В холодильной установке такая передача теплоты происходит не сама собой, а благодаря механической энергии компрессора, затрачиваемой на сжатие паров холодильного агента.

Основной характеристикой холодильной установки является холодильный коэффициент, выражение которого получается из уравнения первого закона термодинамики, записанного для обратного цикла холодильной установки с учетом того, что для любого цикла изменение внутренней энергии рабочего тела $\Delta u = 0$, а именно, Дж/кг:

$$q = q_1 - q_2 = l, \quad (1.1)$$

где q_1 – теплота, отданная от рабочего тела горячему источнику; q_2 – теплота, подведенная от холодного источника к рабочему телу; l – механическая работа компрессора по сжатию паров холодильного агента.

Из (1.1) следует, что горячему источнику передается теплота, Дж/кг:

$$q_1 = q_2 + l, \quad (1.2)$$

а холодильный коэффициент представляет собой долю теплоты q_2 , переданной от холодного источника к горячему, приходящейся на единицу затраченной работы компрессора:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (1.3)$$

Максимальное значение холодильного коэффициента для заданного диапазона температур между $T_{\text{г}}^{\text{г}}$ горячего и $T_{\text{х}}^{\text{х}}$ холодного источников теплоты имеет обратный цикл Карно (рис. 1.1),

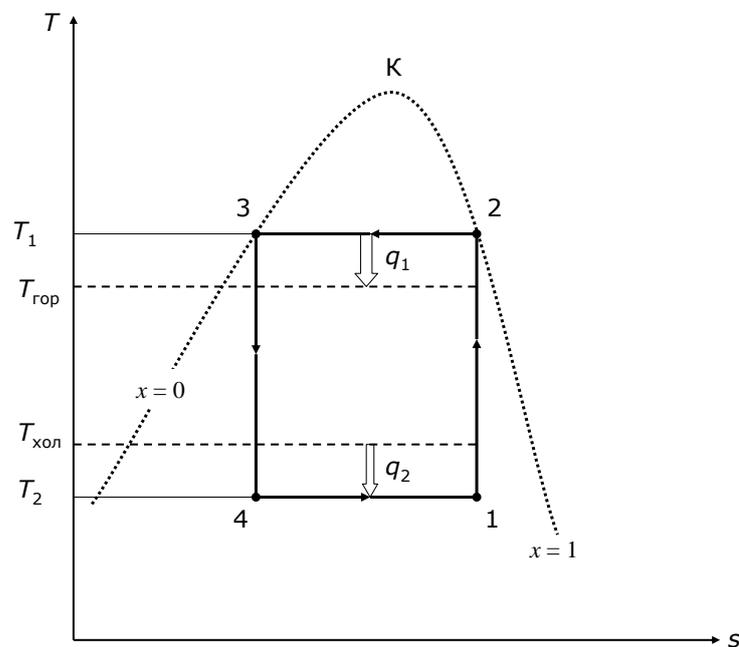


Рис. 1.1. Обратный цикл Карно

для которого теплота, подведенная в изотермическом процессе ($t_2 = const$) от холодного источника к рабочему телу:

$$q_2 = T_2(s_1 - s_4) = T_2 \Delta s, \quad (1.4)$$

и теплота, отданная в изотермическом процессе ($t_1 = const$) от рабочего тела к холодному источнику:

$$q_1 = T_1(s_2 - s_3) = T_1 \Delta s, \quad (1.5)$$

В обратном цикле Карно: 1-2 – адиабатное сжатие рабочего тела, в результате которого температура рабочего тела T_2 становится выше температуры горячего источника $T_{\text{гн}} \delta$; 2-3 – изотермический отвод теплоты q_1 от рабочего тела к горячему источнику; 3-4 – адиабатное расширение рабочего тела; 4-1 – изотермический подвод теплоты q_2 от холодного источника к рабочему телу. С учетом выражений (1.4) и (1.5) уравнение (1.3) для холодильного коэффициента обратного цикла Карно может быть представлено в виде:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.6)$$

Чем выше значение величина холодильного коэффициента ε , тем более эффективен цикл холодильной установки, следовательно, меньшая работа l потребуется для передачи теплоты q_2 от холодного источника к горячему.

1.2. ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Изотермические подвод и отвод теплоты в холодильной установке удастся осуществить в том случае, если холодильным агентом является легкокипящая жидкость, температура кипения которой при атмосферном давлении $t_0 \leq 0$ °С, причем при отрицательных температурах кипения давление кипения p_0 должно быть выше атмосферного, чтобы исключить подсос воздуха в испаритель. Невысокие давления сжатия позволяют изготовить облегченными компрессор и другие элементы холодильной установки. При существенной скрытой теплоте парообразования r желательны низкие удельные объемы ν , что позволяет уменьшить габариты компрессора.

Хорошим хладагентом является аммиак NH_3 (при температуре $t_{\text{г}} = 20$ °С его давление насыщения $\delta_{\text{г}} = 8,57$ бар, а при $t_0 = -34$ °С – $\delta_0 = 0,98$ бар). Скрытая теплота парообразования у него выше, чем у других холодильных

агентов, но недостатки его – токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, поэтому в бытовых холодильных установках аммиак не применяется. Неплохими хладагентами являются хлористый метил (NH_3Cl) и этан (N_2H_6); сернистый ангидрид (SO_2), но из-за высокой токсичности он не используется.

Широкое распространение в качестве холодильных агентов получили фреоны – фторхлорпроизводные простейших углеводородов (в основном метана). Отличительными свойствами фреонов являются их химическая стойкость, нетоксичность, отсутствие взаимодействия с конструкционными материалами при $t < 200$ °С. В прошлом веке наиболее широкое распространение получил R12, или фреон – 12 (NF_2Cl_2 – дифтордихлорметан), который имеет следующие теплофизические характеристики: молекулярная масса $\mu = 120,92$; температура кипения при атмосферном давлении $\delta_0 = 1$ бар; $t_0 = -30,3$ °С; критические параметры R12: $p_{\text{êđ}} = 41,32$ бар; $t_{\text{êđ}} = 111,8$ °С; $v_{\text{êđ}} = 1,78 \cdot 10^{-3}$ м³/кг; показатель адиабаты $k = 1,14$.

Производство фреона – 12, как разрушающего озоновый слой вещества, в России было запрещено в 2000 году, разрешено до 2025 года использование уже произведенного R12 или извлеченного из оборудования.

2. РАБОТА ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ИФ-56

2.1. ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГРЕГАТ

Агрегат ИФ-56 предназначен для охлаждения воздуха в холодильной камере 9 (рис. 2.1).

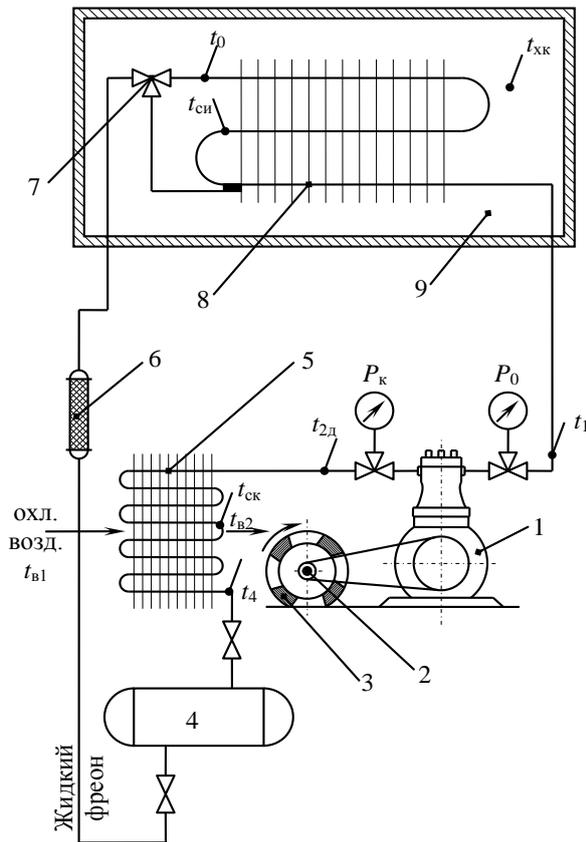


Рис. 2.1. Холодильная установка ИФ-56:

- 1 – компрессор; 2 – электродвигатель; 3 – вентилятор; 4 – ресивер; 5 – конденсатор;
6 – фильтр-осушитель; 7 – дроссель; 8 – испаритель; 9 – холодильная камера

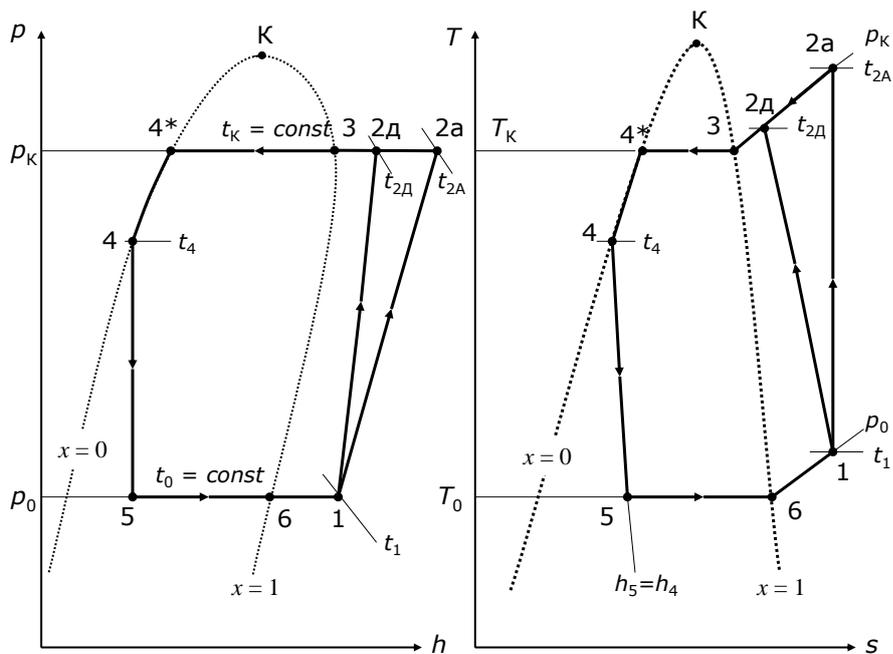


Рис. 2.2. Цикл холодильной установки

В процессе дросселирования жидкого фреона в дросселе 7 (процесс 4-5 в ph -диаграмме) он частично испаряется, основное же испарение фреона происходит в испарителе 8 за счет теплоты, отнимаемой от воздуха в холодильной камере (изобарно-изотермический процесс 5-6 при $p_0 = const$ и $t_0 = const$). Перегретый пар с температурой t_1 поступает в компрессор 1, где сжимается от давления p_0 до давления $p_{\hat{e}}$ (политропное, действительное сжатие 1-2д). На рис. 2.2 изображено еще и теоретическое, адиабатное сжатие паров 1-2_А при $s_1 = const$. В конденсаторе 4 пары фреона охлаждаются до температуры конденсации $t_{\hat{e}}$ (процесс 2д-3), после чего они конденсируются (изобарно-изотермический процесс 3-4* при $p_{\hat{e}} = const$ и $t_{\hat{e}} = const$. Жидкий фреон переохлаждается до температуры t_4 (процесс 4*-4). Он стекает в ресивер 5, откуда через фильтр-осушитель 6 поступает к дросселю 7.

Таблица 2.1

Технические данные холодильной установки	
Марка компрессора	ФБ-4
Число цилиндров	2
Объем, описываемый поршнями, м ³ /ч	13,8
Холодильный агент	R12
Холодопроизводительность, кВт:	
при $t_0 = -15$ °С и $t_{\hat{e}} = 30$ °С	3,5
при $t_0 = +5$ °С и $t_{\hat{e}} = 35$ °С	7
Мощность электродвигателя, кВт	2,8
Наружная поверхность конденсатора, м ²	14
Наружная поверхность испарителя, м ²	20

Испаритель 8 состоит из ребристых батарей – конвекторов. Батареи снабжены дросселем 7 с терморегулирующим вентилем. Конденсатор 4 с принудительным воздушным охлаждением и производительностью вентилятора $V_{\hat{a}} = 0,61$ м³/с.

На рис. 2.3 показан действительный цикл парокомпрессионной холодильной установки, построенной по результатам ее испытаний: 1-2а – адиабатное (теоретическое) сжатие паров холодильного агента; 1-2д – действительное сжатие паров в компрессоре; 2д-3 – изобарное охлаждение паров до температуры конденсации $t_{\text{с}}$; 3-4* – изобарно-изотермическая конденсация паров холодильного агента в конденсаторе; 4* -4 – переохлаждение конденсата; 4-5 – дросселирование ($h_5 = h_4$), в результате которого жидкий холодильный агент частично испаряется; 5-6 – изобарно-изотермическое испарение в испарителе холодильной камеры; 6-1 – изобарный перегрев сухого насыщенного пара (точка 6, $x = 1$) до температуры t_1 .

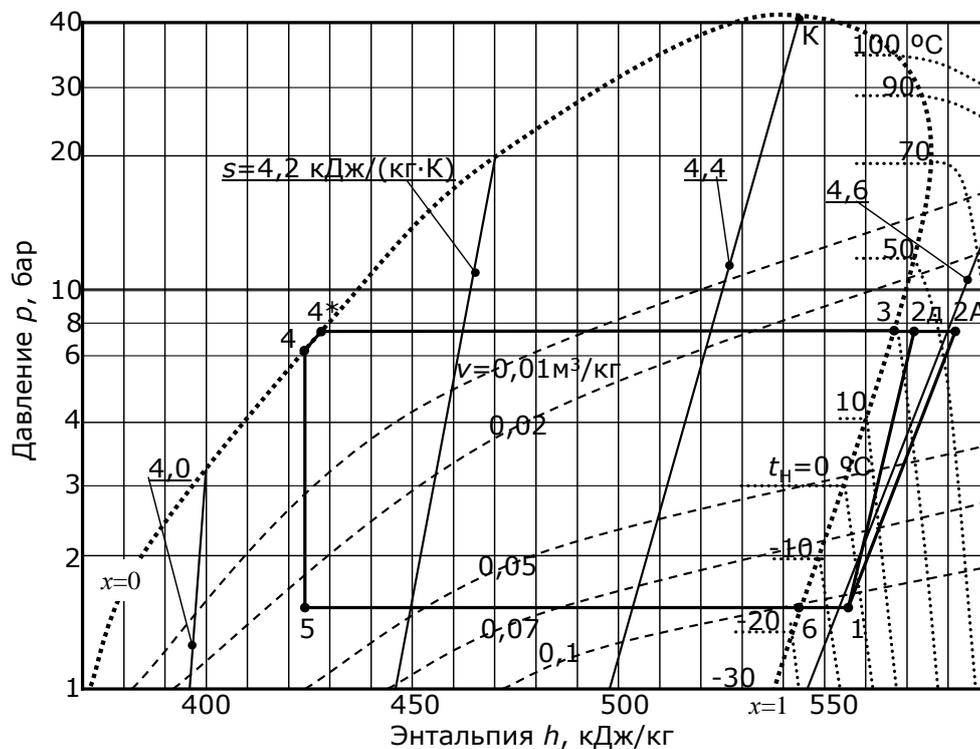


Рис. 2.3. Цикл холодильной установки в ph -диаграмме

2.2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Основными эксплуатационными характеристиками холодильной установки являются холодопроизводительность Q , потребляемая мощность N ,

расход холодильного агента G и удельная холодопроизводительность q .
Холодопроизводительность определяется по формуле, кВт:

$$Q = Gq = G(h_1 - h_4), \quad (2.1)$$

где G – расход холодильного агента, кг/с; h_1 – энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг; h_4 – энтальпия жидкого холодильного агента перед дросселем, кДж/кг; $q = (h_1 - h_4)$ – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Используется также и удельная **объемная** холодопроизводительность, кДж/м³:

$$q_v = q / v_1 = (h_1 - h_4) / v_1. \quad (2.2)$$

Здесь v_1 – удельный объем пара на входе в компрессор, м³/кг.

Расход холодильного агента находится по формуле, кг/с:

$$G = Q_{\text{е}} / (h_{2\text{а}} - h_4), \quad (2.3)$$

где $Q_{\text{е}}$ – тепловая нагрузка конденсатора, кВт:

$$Q_{\text{е}} = \tilde{n}'_{pm} V_{\text{а}} (t_{\text{а}2} - t_{\text{а}1}). \quad (2.4)$$

Здесь $V_{\text{а}} = 0,61 \text{ м}^3/\text{с}$ – производительность вентилятора, охлаждающего конденсатор; $t_{\text{а}1}$, $t_{\text{а}2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из конденсатора, °С; \tilde{n}'_{pm} – средняя изобарная объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К):

$$\tilde{n}'_{pm} = (\mu \tilde{n}_{pm}) / (\mu v_0), \quad (2.5)$$

где $(\mu v_0) = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ – объем кило моля воздуха при нормальных физических условиях; $(\mu \tilde{n}_{pm})$ – средняя изобарная мольная теплоемкость воздуха, которая определяется по эмпирической формуле, кДж/(кмоль·К):

$$(\mu \tilde{n}_{pm}) = 29,1 + 5,6 \cdot 10^{-4} (t_{\text{а}1} + t_{\text{а}2}). \quad (2.6)$$

Теоретическая мощность адиабатного сжатия паров холодильного агента в процессе 1-2а, кВт:

$$N_a = G / (h_{2a} - h_1), \quad (2.7)$$

Относительные адиабатная и действительная холодопроизводительности:

$$k_a = Q / N_a; \quad (2.8)$$

$$k = Q / N, \quad (2.9)$$

представляющие собой теплоту, передаваемую от холодного источника к горячему, на единицу теоретической мощности (адиабатной) и действительной (электрической мощности привода компрессора). Холодильный коэффициент имеет тот же физический смысл и определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_{2\bar{a}} - h_1}. \quad (2.10)$$

3. ИСПЫТАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

После запуска холодильной установки необходимо дождаться установления стационарного режима ($t_1 = const$, $t_{2\bar{a}} = const$), после чего измерить все показания приборов и занести в таблицу замеров 3.1, по результатам которой построить цикл холодильной установки в ph - и ts -координатах с помощью паровой диаграммы для фреона-12, изображенной на рис. 2.2. Расчет основных характеристик холодильной установки выполняется в табл. 3.2. Температуры испарения t_0 и конденсации $t_{\bar{e}}$ находят в зависимости от абсолютных давлений $\bar{\delta}_0$ и $\bar{\delta}_{\bar{e}}$ по табл. 3.3, которые находят по формулам, бар:

$$\bar{\delta}_0 = \hat{A} / 750 + 0,981 \bar{\delta}_{0\bar{i}}, \quad (3.1)$$

$$\bar{\delta}_{\bar{e}} = \hat{A} / 750 + 0,981 \bar{\delta}_{\bar{e}\bar{i}}, \quad (3.2)$$

где \hat{A} – атмосферное давление по барометру, мм. рт. ст.; $\bar{\delta}_{0\bar{i}}$ – избыточное давление испарения по манометру, ати; $\bar{\delta}_{\bar{e}\bar{i}}$ – избыточное давление конденсации по манометру, ати.

Результаты замеров

№ п/п	Величина	Размер- ность	Значение	Примечание
1	Давление испарения, δ_{0i}	кГс/см ²		По манометру
2	Давление конденсации, δ_{e1}	кГс/см ²		По манометру
3	Температура в холодильной камере, t_{0e}	°С		По термопаре 1
4	Температура паров хладагента перед компрессором, t_1	°С		По термопаре 3
5	Температура паров хладагента после компрессора, t_{2a}	°С		По термопаре 4
6	Температура конденсата после конденсатора, t_4	°С		По термопаре 5
7	Температура воздуха после конденсатора, t_{a2}	°С		По термопаре 6
8	Температура воздуха перед конденсатором, t_{a1}	°С		По термопаре 7
9	Мощность привода компрессора, N	кВт		По ваттметру
10	Давление испарения, δ_0	бар		По формуле (3.1)
11	Температура испарения, t_0	°С		По табл. (3.3)
12	Давление конденсации, δ_e	бар		По формуле (3.2)
13	Температура конденсации, t_e	°С		По табл. 3.3
14	Энтальпия паров хладагента перед компрессором, $h_1 = f(p_0, t_1)$	кДж/кг		По δh -диаграмме
15	Энтальпия паров хладагента после компрессора, $h_{2a} = f(p_e, t_{2a})$	кДж/кг		По δh -диаграмме
16	Энтальпия паров хладагента после адиабатного сжатия, h_{2a}	кДж/кг		По δh -диаграмме
17	Энтальпия конденсата после конденсатора, $h_4 = f(t_4)$	кДж/кг		По δh -диаграмме
18	Удельный объем пара перед компрессором, $v_1 = f(p_0, t_1)$	м ³ /кг		По δh -диаграмме
19	Расход воздуха через конденсатор V_a	м ³ /с	0,61	По паспорту вентилятора

Т а б л и ц а 3.2

Расчет основных характеристик холодильной установки

№ п/п	Величина	Размерность	Формула	Значение
1	Средняя молярная теплоемкость воздуха, (μc_{pm})	кДж/(кмоль·К)	(2.6)	
2	Объемная теплоемкость воздуха, c'_{pm}	кДж/(м ³ ·К)	(2.5)	
3	Тепловая нагрузка конденсатора, Q_c	кВт	(2.4)	
4	Расход холодильного агента, G	кг/с	(2.3)	
5	Удельная холодопроизводительность, q	кДж/кг	$q = (h_1 - h_4)$	
6	Холодопроизводительность, Q	кВт	$Q = Gq$	
7	Удельная объемная холодопроизводительность, q_v	кДж/м ³	$q_v = Q / v_1$	
8	Адиабатическая мощность, N_a	кВт	$N_a = G(h_{2a} - h_1)$	
9	Относительная адиабатическая холодопроизводительность, k_a	–	(2.8)	
10	Относительная реальная холодопроизводительность, k	–	(2.9)	
11	Холодильный коэффициент, ε	–	(2.10)	

Т а б л и ц а 3.3

Давления насыщения фреона-12 (CF₂Cl₂ – дифтордихлорметана) [3]

$t_i, ^\circ\text{C}$	$\delta_i, \text{бар}$						
-30	1,014	-10	2,219	10	4,285	30	7,529
-28	1,108	-8	2,377	12	4,550	32	7,931
-26	1,202	-6	2,550	14	4,831	34	8,344
-24	1,302	-4	2,734	16	5,123	36	8,771
-22	1,412	-2	2,926	18	5,428	38	9,217
-20	1,527	0	3,125	20	5,739	40	9,687
-18	1,649	2	3,330	22	6,065	42	10,17
-16	1,779	4	3,555	24	6,408	44	10,67
-14	1,919	6	3,788	26	6,765	46	11,18
-12	2,067	8	4,031	28	7,140	48	11,72

Контрольные вопросы

1. Построить цикл холодильной установки в δh -диаграмме (на рис. П.1).
2. Составить табл. 3.4, воспользовавшись δh -диаграммой (из рис. П.1).

Т а б л и ц а 3.4

Исходные данные для построения цикла холодильной установки в ts -координатах

Точки цикла	1	2а	2д	3	4*	4	5	6
Температура t , °С								
Энтропия s , кДж/(кг·К)								

3. Построить цикл холодильной установки в ts -диаграмме (на рис. П.2).
4. Определить значение холодильного коэффициента обратного цикла Карно по формуле (1.6) для $t_1 = t_e$ и $t_2 = t_0$ и сравнить его с холодильным коэффициентом реальной установки.
5. Пояснить процессы обратного цикла Карно.
6. Пояснить процессы цикла холодильной установки в δh -диаграмме.
7. Пояснить процессы цикла холодильной установки в ts -диаграмме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шаров, Ю.И. Основы теплотехники и перенос энергии и массы : слайд-конспект: электронное учебное пособие / Ю.И. Шаров. – М.: ВГУП НТЦ «ИНФОРМРЕГИСТР», номер государственной регистрации 0321502355 от 03.09.2015. – 14,5 Мб.
2. Овчинников, Ю.В. Основы технической термодинамики / Ю.В. Овчинников. – Новосибирск: НГТУ. – 2010. – 292 с.
3. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.