

Студент, руководствуясь программой дисциплины, лекционным материалом и методическими указаниями, изучает основные вопросы дисциплины и выполняет курсовую работу.

Курс "Термодинамические процессы в системах ТГВ" является базовым для студентов направления СТРОИТЕЛЬСТВО профиля Теплогазоснабжение и вентиляция. Необходимо разобратся в основных понятиях и определениях, понять ход математических выводов той или иной формулы, разобратся в физической сущности процесса.

При изучении теоретического материала и при решении задач необходимо обращать особое внимание на размерности величин, представляемых в формулы. Следует помнить, что проверка размерностей в математических выкладках помогает выявить возможные ошибки, а размерность всякой величины отражает ее физический смысл.

При выполнении курсовой работы студенты должны научиться правильно пользоваться справочной литературой: таблицами теплофизических свойств веществ, термодинамических свойств воды и водяного пара; различными диаграммами, например h - s -диаграммой водяного пара, которая широко применяется в расчетах процессов в паровых котлах и турбинах.

Для лучшего усвоения материала курса рекомендуется составлять конспект каждой теме.

Согласно учебному плану студент выполняет курсовую работу, которая состоит из пяти частей. Первые четыре состоят из одной задачи по разным темам дисциплины, пятая состоит из трех задач по одной теме дисциплины (Тепловые насосы), исходные данные выбираются по последним двум цифрам шифра студента.

При решении задач необходимо придерживаться следующих правил:

- выписывать условие задачи и исходные данные;
- решения сопровождать краткими пояснениями;
- вычисления выполнять в международной системе единиц СИ;
- в начале пояснительной записки должен быть приведен бланк задания на выполнение курсовой работы (приложение 1), в конце необходимо привести список использованной литературы;
- на титульном листе курсовой работы указать название предмета, фамилию, имя, отчество, свой шифр и кафедру.

Задание №1. Расчет параметров и процессов изменения состояния идеального газа

Для процесса изменения состояния идеального газа 1-2 рассчитать:

1. основные параметры p , v , T в начальном и конечном состояниях;
2. изменение параметров Δu , Δh , Δs ;
3. теплоту (q) и работу процесса (l).

Для двух-, трех- и многоатомных газов теплоемкость принять постоянной: для воздуха и азота (N_2) $\mu c_v = 20,8$ кДж/кмоль·К, для углекислого газа (CO_2) и метана (CH_4) $\mu c_v = 29,1$ кДж/кмоль·К.

Результаты расчета свести в таблицу. Показать процессы в p - v - и T - s - диаграммах.

Исходные данные к заданию приведены в таблице 1.1. Вариант выбирается по сумме двух последних цифр шифра (зачетной книжки, номера договора)

Задание №1 выполняется в соответствии с 1 и 3 темами [1], главами II, V, VI, VII [3].

Таблица 1.1 - Исходные данные				
Сумма двух последних цифр шифра	Газ	μ кг/кмоль	Процесс	Параметры
1	воздух	29	изобарный	$p = 2$ бар, $t_1 = 30$ °C, $t_2 = 160$ °C
2	CO_2	44	изохорный	$p_1 = 5$ бар, $v = 0,111$ м³/кг, $t_2 = 180$ °C
3	He	4	политр. $N = 1,3$	$p_1 = 10$ бар, $t_1 = 10$ °C, $p_2 = 30$ бар
4	CH_4	16	изотерм.	$p_1 = 1$ бар, $v_1 = 1,834$ м³/кг, $p_2 = 20$ бар

5	N ₂	28	адиабатный	$v_1 = 0,32 \text{ м}^3/\text{кг}, p_1 = 3 \text{ бар}, p_2 = 18 \text{ бар}$
6	воздух	29	изобарный	$v_1 = 0,434 \text{ м}^3/\text{кг}, p = 2 \text{ бар}, v_2 = 0,621 \text{ м}^3/\text{кг}$
7	CO ₂	44	изохорный	$p_1 = 5 \text{ бар}, t_1 = 20 \text{ °C}, p_2 = 7,71 \text{ бар}$
8	He	4	политр. $N = 1,75$	$v_1 = 0,588 \text{ м}^3/\text{кг}, t_1 = 10 \text{ °C}, v_2 = 0,314 \text{ м}^3/\text{кг}$
9	CH ₄	16	изотерм.	$p_1 = 1 \text{ бар}, t = 80 \text{ °C}, p_2 = 20 \text{ бар}$
10	N ₂	28	адиабатный	$t_1 = 50 \text{ °C}, p_1 = 3 \text{ бар}, t_2 = 265,9 \text{ °C}$
11	воздух	29	изобарный	$t_1 = 160 \text{ °C}, p_1 = 2 \text{ бар}, v_2 = 0,434 \text{ м}^3/\text{кг}$
12	CO ₂	44	изохорный	$t_1 = 20 \text{ °C}, v = 0,111 \text{ м}^3/\text{кг}, p_2 = 7,71 \text{ бар}$
13	He	4	политр. $n = 0,8$	$p_1 = 10 \text{ бар}, t_1 = 10 \text{ °C}, p_2 = 30 \text{ бар}$
14	CH ₄	16	изотерм.	$v_1 = 1,834 \text{ м}^3/\text{кг}, t_1 = 80 \text{ °C}, v_2 = 0,0917 \text{ м}^3/\text{кг}$
15	N ₂	28	адиабатный	$v_1 = 0,32 \text{ м}^3/\text{кг}, t_1 = 50 \text{ °C}, t_2 = 265,9 \text{ °C}$
16	воздух	29	изобарный	$v_1 = 0,434 \text{ м}^3/\text{кг}, t_1 = 30 \text{ °C}, t_2 = 160 \text{ °C}$
17	CH ₄	16	изотерм.	$v_1 = 0,0917 \text{ м}^3/\text{кг}, t_1 = 180 \text{ °C}, p_2 = 1 \text{ бар}$
18	N ₂	28	адиабат.	$p_1 = 18 \text{ бар}, v_1 = 0,0889 \text{ м}^3/\text{кг}, p_2 = 3 \text{ бар}$

Задание №2. Расчет параметров и процессов изменения состояния водяного пара

Для процесса изменения состояния водяного пара 1-2 (исходные данные приведены в табл. 2.1) рассчитать:

- 1. параметры p, v, t, u, h, s, x в начальном и конечном состояниях;
- 2. изменение параметров $\Delta u, \Delta h, \Delta s$;
- 3. теплоту (q) и работу (l) процесса.

Для решения задачи использовать таблицы воды и водяного пара [3]. Результаты расчёта представить в виде табл. 2.2 и 2.3. Процесс показать в p - v , T - s , и h - s - диаграммах.

Исходные данные к заданию приведены в таблице 2.1. Вариант выбирается по сумме двух последних цифр шифра (зачетной книжки, номера договора)

Задание №2 выполняется в соответствии с 4 и 6 темами [1], главами IX[3], таблиц и диаграмм [4].

Таблица 2.1 - Исходные данные		
Сумма двух последних цифр шифра	Процесс	Дано
1	Адиабатный	$p_1 = 50 \text{ бар}, \quad t_1 = 440 \text{ }^\circ\text{C}, \quad x_2 = 1$
2	Изобарный	$p_1 = 20 \text{ бар}, \quad x_1 = 0,8, \quad x_2 = 1$
3	Изотермический	$t_1 = 180 \text{ }^\circ\text{C}, \quad x_1 = 0, \quad x_2 = 1$
4	Изохорный	$p_1 = 0,06 \text{ бар}, \quad v_1 = 2,733, \quad x_2 = 1$
5	Испарение	$p_1 = 1 \text{ бар}, \quad x_1 = 0, \quad x_2 = 1$

6	Адиабатный	$p_1 = 5,5 \text{ бар},$	$x_1 = 1,$	$p_2 = 3 \text{ бар}$
7	Изобарный	$p_1 = 20 \text{ бар},$	$x_1 = 1,$	$t_2 = 400 \text{ °C}$
8	Изотермический	$t_1 = 180 \text{ °C},$	$x_1 = 1,$	$p_2 = 5 \text{ бар}$
9	Изохорный	$x_1 = 1,$	$p_1 = 0,6 \text{ бар},$	$t_2 = 320 \text{ °C}$
10	Испарение	$p_1 = 1 \text{ бар},$	$x_1 = 0,$	$x_2 = 0,9$
11	Адиабатный	$p_1 = 50 \text{ бар},$	$h_1 = 3293,2 \text{ кДж/кг}$	$p_2 = 3 \text{ бар}$
12	Изобарный	$p_1 = 20 \text{ бар},$	$x_1 = 0,8,$	$t_2 = 400 \text{ °C}$
13	Изотермический	$t_1 = 180 \text{ °C},$	$x_1 = 0,$	$p_2 = 5 \text{ бар}$
14	Изохорный	$p_1 = 0,06 \text{ бар},$	$x_1 = 0,115,$	$p_2 = 1 \text{ бар}$
15	Конденсация	$p_1 = 1$	$x_1 = 1,$	$x_2 = 0$
16	Адиабатный	$x_1 = 1,$	$t_1 = 155,5 \text{ °C},$	$p_2 = 50 \text{ бар}$
17	Изобарный	$p_1 = 20 \text{ бар},$	$t_1 = 400 \text{ °C},$	$x_2 = 1$
18	Изотермич.	$t_1 = 180 \text{ °C}.$	$x_1 = 1,$	$x_2 = 0$

Таблица 2.2

Точки	$p, \text{ бар}$	$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	$t, \text{ °C}$	$u, \text{ кДж/кг}$	$h, \text{ кДж/кг}$	$s, \text{ кДж/кг·К}$	x
-------	------------------	----------------------------	-----------------	---------------------	---------------------	-----------------------	-----

Таблица 2.3

Δu	Δh	Δs	q	l
кДж/кг		кДж/кг·К	кДж/кг	

Задание №3. Расчет циклов паротурбинной установки

3.1. Исходные данные

Провести расчет и анализ тепловой экономичности циклов паротурбинных установок (ПТУ) при следующих исходных данных: электрическая мощность на клеммах генератора $W_э$, давление и температура пара перед турбиной P_0 и t_0 , давление пара в конденсаторе $P_к$, давление и температура на выходе из вторичного пароперегревателя $P_{вп}$.

Исходные данные к заданию приведены в таблице 3.1. Вариант выбирается по последней цифре шифра (зачетной книжки, номера договора).

Задание №3 выполняется в соответствии с 8 темой [1], главой X[3], таблиц и диаграмм [4].

Таблица 3.1 - Исходные данные

Последняя цифра шифра	$W_э$, МВт	P_0 , бар	t_0 , °С	$P_к$, бар
I	60	100	480	0,04

2	70	110	490	0,05
3	80	120	500	0,03
4	90	130	510	0,035
5	100	140	520	0,045
6	120	150	530	0,055
7	140	160	535	0,06
8	160	170	540	0,04
9	200	180	545	0,05
0	300	200	550	0,06

7

3.2. Методические указания

Простой цикл ПТУ

Исходными данными являются величины: W_3, P_3, t_0, P_K . В графической части курсового проекта изобразить принципиальную схему ПТУ и ее цикл в T,s - и h,s -диаграммах. Изображение цикла в T,s - и h,s -диаграммах выполнить без соблюдения масштаба, но в качественном соответствии с исходными данными.

Для идеального (без внутренних потерь) цикла ПТУ определить:

1. количество теплоты, расходуемой на 1 кг рабочего тела:

а) количество теплоты на нагрев воды до температуры кипения (в экономайзере) $q_{эк}$

б) количество теплоты на процесс парообразования (в испарительной поверхности $q_{исп.}$)

в) количество теплоты на перегрев пара (в пароперегревателе $q_{пп}$)

г) общее количество подведенной теплоты q_1 ,

д) количество теплоты, отданной паром охлаждающей воде в конденсаторе q_2 ,

2. удельные работы: турбины ℓ_m , насоса ℓ_n , цикла $\ell_{ц}$ в кДж/кг;

3. термический КПД цикла с учетом и без учета работы насоса $\eta^{\text{сп}}, \eta^{\text{н}}$, удельные расходы пара и теплоты d и q на выработанный кВт-ч;

4. параметры пара на выходе из турбины и воды за насосом. ℓ_t, ℓ_{ct}

Изобразить реальный цикл ПТУ в T, s - и h, s -диаграммах на том же рисунке, где изображен идеальный цикл.

Для реального (с внутренними потерями) цикла ПТУ при заданных: внутренним относительным КПД турбины $\eta_{01T} = 0,87$, адиабатным коэффициентом насоса $\eta_n = 0,85$, механическим КПД $\eta_{мех} = 0,96$, генератора $\eta_{ген} = 0,98$, определить:

1. удельные: подведенную q_1 и отведенную q_2 ; теплоту цикла, работу турбины ℓ_T , работу насоса ℓ_n , работу цикла $\ell_{цикл}$;

2. внутренний абсолютный КПД цикла η_i с учетом работы насоса;

3. электрический КПД $\eta_{эл}$, расход пара на турбину D в кг/с при ее заданной электрической мощности, удельные расходы пара $d_{эл}$, кг/(кВт-ч) и теплоты $q_{эл}$, кДж/(кВт-ч) на отпущенную электрическую работу;

4. параметры пара на выходе из турбины и воды за насосом.

Задание №4. Сопла Лаваля. Дросселирование

По условиям задачи 3.1 (Простой идеальный цикл ПТУ) определить: скорость истечения водяного пара из комбинированного сопла (сопла Лаваля), критическую скорость истечения, диаметры выходного и минимального сечения сопла и длину расширяющейся части насадки.

Изобразить сопло Лаваля в масштабе. Принять $P_1 = P_T = 10 \text{ бар}$?

Оценить:

1. как изменится работоспособность пара, если перед подачей в турбину он дросселируется до $P_{др} = 10 \text{ бар}$?
2. как изменится термический КПД цикла ПТУ и ее эффективная мощность, если ввести промежуточный перегрев пара при промежуточном давлении $P_{др} = 10 \text{ бар}$ до температуры $t_{др}$?

Задание №5. Термодинамические циклы тепловых насосов

5.1. Исходные данные

Для исходных данных, приведенных в табл. 5.1:

1. Рассчитать цикл идеального парокомпрессионного теплового насоса для двух фреонов (диаграммы и таблица термодинамических свойств фреонов приведены в приложении 2).
2. Рассчитать цикл парокомпрессионного теплового насоса с регенерацией теплоты для двух фреонов.
3. Рассчитать цикл идеального парокомпрессионного теплового насоса с регенерацией теплоты им переохладителем для двух фреонов.
4. Сравнить результаты расчета и выбрать наиболее эффективный вариант теплового насоса.

Исходные данные к заданию приведены в таблице 5.1. Вариант выбирается по двум последним цифрам шифра (зачетной книжки, номера договора)

Задание №5 выполняется в соответствии с 11 темой [1], таблиц и диаграмм [5].

Таблица 5.1 - Исходные данные											
№ вар.	Расход высокопотен-циального теплоно-сителя	Температура низкопотен-циального теплоносителя (рассол)		Температура высокопотен-циального теплоносителя (горячая вода)		Температура окружающей среды	Перегрев пара в промежу-точном тепло-обменнике	Хладо-ген 1	Хладо-ген 2	Назначение теплового насоса	
		На входе в тепловой насос	После теплового насоса	На входе в тепловой насоса	После теплового насоса						
G_e , кг/с	t_{n1} , °C	t_{n2} , °C	t_{e1} , °C	t_{e2} , °C	t_0 , °C	Δt_n , °C					
00	2	20	5	34	42	8	5	R11	R114	отопление	
01	3	5	-5	25	35	-5	5	R12	R123	т. пол	
02	5	20	5	35	44	7	10	R22	R134a	отопление	
03	7	25	10	36	51	-5	10	R113	152a	гвс	
04	10	20	5	36	45	6	15	R114	500	отопление	
05	15	6	-4	26	36	-6	15	R123	600	т. пол	
06	2	20	5	37	47	5	5	R134a	600a	отопление	
07	3	26	11	37	52	-6	5	152a	R11	гвс	
08	5	20	5	38	48	4	10	500	R12	отопление	

09	7	7	-3	27	37	-6	10	600	R22	т. пол
10	10	21	6	39	50	3	15	600a	R113	отопление
11	15	26	11	38	53	-6	15	R11	R114	гвс
12	2	21	6	40	51	2	5	R12	R123	отопление
13	3	8	-2	28	38	-6	5	R22	R134a	т. пол
14	5	21	6	41	53	1	10	R113	152a	отопление
15	7	26	11	39	54	-6	10	R114	500	гвс
16	10	21	6	42	55	0	15	R123	600	отопление
17	15	9	-1	29	39	-7	15	R134a	600a	т. пол
18	2	21	6	43	56	-1	5	152a	R11	отопление
19	3	27	12	40	55	-7	5	500	R12	гвс
20	5	21	6	44	58	-2	10	600	R22	отопление
21	7	10	0	30	40	-7	10	600a	R113	т. пол
22	10	21	6	45	59	-3	15	R11	R114	отопление
23	15	27	12	41	56	-8	15	R12	R123	гвс
24	2	22	7	45	61	-4	5	R22	R134a	отопление
25	3	11	1	31	41	-7	5	R113	152a	т. пол

26	5	22	7	46	62	-5	10	R114	500	отопление
27	7	27	12	42	57	1	10	R123	600	гвс
28	10	22	7	47	64	-6	15	R134a	600a	отопление
29	15	12	2	32	42	-8	15	152a	R11	т. пол
30	2	22	7	48	65	-7	5	500	R12	отопление
31	3	28	13	43	58	2	5	600	R22	гвс
32	5	22	7	49	66	-8	10	600a	R113	отопление
33	7	13	3	33	43	-8	10	R11	R114	т. пол
34	10	22	7	49	68	-9	15	R12	R123	отопление
35	15	29	14	44	59	3	15	R22	R134a	гвс
36	2	23	8	50	69	-10	5	R113	152a	отопление
37	3	14	4	34	44	-8	5	R114	500	т. пол
38	5	23	8	51	71	-11	10	R123	600	отопление
39	7	29	14	45	60	4	10	R134a	600a	гвс
40	10	23	8	52	72	-12	15	152a	R11	отопление
41	15	15	5	35	45	-9	15	500	R12	т. пол
42	2	23	8	53	74	-13	5	600	R22	отопление

43	3	29	14	36	51	5	5	600a	R113	гвс
44	5	23	8	54	75	-14	10	R11	R114	отопление
45	7	5	-5	25	35	-9	10	R12	R123	т. пол
46	10	24	9	54	76	-15	15	R22	R134a	отопление
47	15	30	15	37	52	6	15	R113	152a	гвс
48	2	24	9	55	78	-16	5	R114	500	отопление
49	3	6	-4	26	36	-10	5	R123	600	т. пол
50	5	24	9	56	79	-17	10	R134a	600a	отопление
51	7	30	15	38	53	7	10	152a	R11	гвс
52	10	24	9	56	81	-18	15	500	R12	отопление
53	15	7	-3	27	37	-10	15	600	R22	т. пол
54	2	24	9	57	82	-19	5	600a	R113	отопление
55	3	30	15	39	54	-7	5	R11	R114	гвс
56	5	25	10	58	83	-20	10	R12	R123	отопление
57	7	8	-2	28	38	-10	10	R22	R134a	т. пол
58	10	25	10	59	85	-21	15	R113	152a	отопление
59	15	25	16	40	55	-2	15	R114	500	гвс

60	2	25	10	59	87	-22	5	R123	600	отопление
61	3	9	-1	29	39	-2	5	R134a	600a	т. пол
62	5	25	10	60	88	-23	10	152a	R11	отопление
63	7	25	16	41	56	-1	10	500	R12	гвс
64	10	25	10	61	89	-24	15	600	R22	отопление
65	15	10	0	30	40	-5	15	600a	R113	т. пол
66	2	25	10	62	90	-25	5	R11	R114	отопление
67	3	25	16	42	57	-3	5	R12	R123	гвс
68	5	11	1	31	41	-3	10	R22	R134a	т. пол
69	7	20	5	34	42	8	10	R113	152a	отопление
70	10	25	16	43	58	2	15	R114	500	гвс
71	15	12	2	32	42	-6	15	R123	600	т. пол
72	2	20	5	35	44	7	5	R134a	600a	отопление
73	3	26	16	44	59	3	5	152a	R11	гвс
74	5	13	3	33	43	-2	10	500	R12	т. пол
75	7	20	5	36	45	6	10	600	R22	отопление
76	10	26	16	45	60	-3	15	600a	R113	гвс

77	15	14	4	34	44	-5	15	R11	R114	т. пол
78	2	21	6	40	51	2	5	R12	R123	отопление
79	3	30	15	45	60	-5	5	R22	R134a	гвс
80	5	15	5	35	45	-2	10	R113	152a	т. пол
81	7	22	7	45	61	-4	10	R114	500	отопление
82	10	25	10	36	51	2	15	R123	600	гвс
83	15	5	-5	25	35	0	15	R134a	600a	т. пол
84	2	23	8	50	65	-10	5	152a	R11	отопление
85	3	26	11	37	52	3	5	500	R12	гвс
86	5	6	-4	26	36	2	10	600	R22	т. пол
87	7	24	9	54	76	-5	10	600a	R113	отопление
88	10	27	12	38	53	-3	15	R11	R114	гвс
89	15	7	-3	27	37	0	15	R12	R123	т. пол
90	2	25	10	59	85	-21	5	R22	R134a	отопление
91	3	28	13	39	54	2	5	R113	152a	гвс
92	5	8	-2	28	38	-2	10	R114	500	т. пол
93	15	25	10	62	90	-25	10	R123	600	отопление

94	10	29	14	40	55	-5	15	R134a	600a	гвс
95	15	9	-1	29	39	-5	15	152a	R11	т. пол
96	2	24	9	56	79	-17	5	500	R12	отопление
97	3	30	15	41	56	-6	5	600	R22	гвс
98	5	10	0	30	40	-8	10	600a	R113	т. пол
99	7	22	7	46	62	-5	10	R11	R114	отопление

Перепады температур в испарителе $\Delta t_{исп}$, конденсаторе $\Delta t_{к}$, переохладителе $\Delta t_{по}$: четные номера – $\Delta t_{исп} = \Delta t_{к} = \Delta t_{по} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$; нечетные номера – $\Delta t_{исп} = \Delta t_{к} = \Delta t_{по} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.2. Методические указания

Исходные данные для расчета:

- расчет теплонасосной установки для нужд _____;
- в качестве источника низкопотенциальной теплоты используем _____;
- тепловая нагрузка $Q_{тп}$ _____ кВт;
- температура низкопотенциального теплоносителя (рассола) на входе в тепловой насос $t_{н1}$ _____ $^{\circ}\text{C}$;
- температура низкопотенциального теплоносителя (рассола) после теплового насоса $t_{н2}$ _____ $^{\circ}\text{C}$;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на входе в тепловой насос $t_{в1}$ _____ $^{\circ}\text{C}$;
- температура горячей воды после теплового насоса $t_{в2}$ _____ $^{\circ}\text{C}$;
- температура окружающей среды t_0 _____ $^{\circ}\text{C}$;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{исп}$, конденсатора $\Delta t_{к}$, переохладителя $\Delta t_{по}$ _____ $^{\circ}\text{C}$;
- температура перегрева пара в промежуточном теплообменнике Δt_n _____ $^{\circ}\text{C}$;
- хладагенты _____.

5.2.1. Расчет парокompрессионного теплового насоса (схема № 1)

- Привести схему парокompрессионного насоса (схема №1) – см. лекции раздел «Тепловые насосы»
- Описать принцип работы парокompрессионного насоса (схема №1) – см. лекции, раздел «Тепловые насосы»
- Привести и описать термодинамический цикл p - h , T - s , p - v диаграммы

Расчет термодинамического цикла

1. В испарителе теплота от низкопотенциального теплоносителя передается фреону, температура которого должна быть не ниже t_u - температуры испарения фреона:

$$t_u = t_{u2} - \Delta t_{tu}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. По температуре испарения t_u , $^\circ\text{C}$ по таблицам термодинамических свойств заданного хладагента в состоянии насыщения (прил. 2) или по p - h -диаграмме определяются параметры в точке 1- h_1 , $t_1 = t_u$, v_1 , s_1 , $p_1 = p_u$. Точка 1 отмечается на диаграммах.
3. В конденсаторе теплота передается от более горячего фреона к воде. Температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{k2} + \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. По температуре конденсации t_k по таблицам термодинамических свойств или по p - h -диаграмме определяются параметры в точке 3 – h_3 , $t_3 = t_k$, v_3 , s_3 , $p_3 = p_k$. Точка 3 отмечается на диаграммах.
5. На p - h диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии S_1 ($S_1 = S_{2a}$ – адиабатное сжатие), проходящей через точку 1, и линии изобары p_k , проходящей через точку 3, определяются точка 2a – h_{2a} , T_{2a} , v_{2a} .

$$\eta_a = 0,98 \cdot \frac{273 + t_u}{273 + t_k}$$

6. Адиабатный КПД компрессора η_a :

7. Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a}, \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии h_2 и давлению p_k определяются параметры точки 2 - t_2, v_2, s_2 . На диаграммах отмечается точка 2.

7. По значению энтальпии $h_3 = h_4$ и давлению p_k определяем параметры точки 4 - s_4, t_4, v_4 . На диаграммах отмечается точка 4.
8. Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса:

- Удельная тепловая нагрузка испарителя $q_u: q_u = h_1 - h_4, \text{кДж/кг}$;
- Удельная тепловая нагрузка конденсатора $q_k: q_k = h_2 - h_3, \text{кДж/кг}$;
- Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}: l_{сж} = h_2 - h_1, \text{кДж/кг}$.
- Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса:

$$q_u + l_{сж} = q_k, \text{кДж/кг}.$$

- Тепловая нагрузка теплового насоса:

$$q_{тн} = q_k, \text{кДж/кг}.$$

- Энергия, потребляемая электродвигателем W :

$$W = \frac{q_{сж}}{q_{ам} \eta_{э}} \quad \text{кДж/кг}.$$

9. Показатели энергетической эффективности теплового насоса:

- коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu = \frac{q_k}{q_{сж}}$$

- коэффициент преобразования электроэнергии:

$$\mu_{э} = \eta_{э,м} \eta_{э,м};$$

- удельный расход первичной энергии:

$$\eta_{э} = \frac{1}{q_{эм} q_{э} q_{э,с} q_{пер}} \cdot \frac{1}{\mu}$$

5. Так как $\Pi\Xi < 1$, то с энергетической точки зрения отопление с использованием теплового насоса выгоднее, чем при сжигании природного топлива, применяемого для производства электроэнергии.
10. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\delta = \frac{P_k}{P_u}$$

19

11. Производится эксергетический расчет схемы:

- средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя:

$$T_{cp.H} = \ln \frac{t_{H1} - t_{H2}}{t_{H1} + 273} \quad , K$$

- эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя:

$$T_H = \frac{T_{cp.H} - (t_0 + 273)}{T_{cp.H}} ;$$

- эксергия e_H , отданная низкопотенциальным теплоносителем в испарителе:

$$e_H = t_H q_H, KДж/кг.$$

- средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя:

$$T_{cp.B} = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_{B2} + 273}{t_{B1} + 273}} , K$$

?

к.

- эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя:

$$T_{\theta} = \frac{T_{\text{ср.в}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.в}}}$$

- эксергия e_{θ} , полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе:

$$e_{\theta} = \tau_{\theta} q_K \text{ кДж/кг,}$$

- эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем:

$$e_{\text{эл}} W = \frac{e_{\text{сн}}}{\eta_{\text{эл.м}} \cdot \eta_{\text{э}}} \text{ кДж/кг;}$$

- эксергетический КПД $\eta_{\text{э}}$ теплового насоса:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{e_{\text{внх}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_{\text{в}}}{e_{\text{н}} + e_{\text{э}}}$$

5.2.2. Расчет парокompрессионного теплового насоса регенерацией теплоты (схема № 2)

- Привести схему парокompрессионного насоса (схема №2 - схема с промежуточным теплообменником) – см. лекции раздел «Тепловые насосы»
- Описать принцип работы парокompрессионного насоса (схема №2 - схема с промежуточным теплообменником) – см. лекции, раздел «Тепловые насосы»
- Привести и описать термодинамический цикл -p-h, T-s, p-v диаграммы.

Расчет термодинамического цикла:

1. Температура испарения фреона:

$$t_u = t_{u2} - \Delta t_u, \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. По температуре испарения t_u , $^\circ\text{C}$ по таблицам термодинамических свойств заданного хладагента в состоянии насыщения (прил. 2) или по p - h диаграмме определяются параметры в точке 1- h_1 , $t_1 = t_u$, v_1 , s_1 , $p_1 = p_u$. Точка 1 отмечается на диаграммах.
3. Температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{k2} + \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. По температуре конденсации t_k по таблицам термодинамических свойств или по p - h диаграмме определяются параметры в точке 3 - h_3 , $t_3 = t_k$, v_3 , s_3 , $p_3 = p_k$. Точка 3 отмечается на диаграммах.
5. Температура фреона на входе в компрессор t_{1a} :

$$t_{1a} = t_u + \Delta t_n, \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. По температуре конденсации t_{1a} по таблицам термодинамических свойств или по p - h диаграмме определяются параметры фреона на входе в компрессор, точка 1a - h_{1a} , v_{1a} , s_{1a} , $p_{1a} = p_1$. Точка 1a отмечается на диаграммах.
7. На p - h диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии s_{1a} ($s_{1a} = s_2$), проходящей через точку 1, и линии изобары p_k , проходящей через точку 3, определяются точка 2a - h_a , t_2 , v_{2a} , $p_{2a} = p_k$.
8. Адиабатный КПД компрессора η_a :

$$\eta_a = 0,98 \cdot \frac{273 + t_0}{273 - t_0}$$

Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь:

$$h_2 = h_{1a} + (h_{2a} - h_{1a})\eta_a, \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии h_2 и давлению p_k определяются параметры точки 2 - t_2 , v_2 , s_2 . На диаграммах отмечается точка 2.

9. Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник h_{36} :

$$h_{36} = h_3 - (h_{1a} - h_1), \text{ кДж/кг}$$

10. По значению энтальпии h_{36} и давлению p_4 определяются параметры горячего фреона после промежуточного теплообменника, точки 36 - t_{36}, v_{36}, s_{36} . На диаграммах отмечается точка 36.

11. По значению энтальпии $h_4 = h_{36}$ и давлению $p_4 = p_1$, определяем параметры точки 4 - s_4, t_4, v_4 . На диаграммах отмечается точка 4.

12. Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса:

- Удельная тепловая нагрузка испарителя $q_u = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}$;
- Удельная тепловая нагрузка конденсатора $q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг}$;
- Работа сжатия в компрессоре $l_{сж} = h_2 - h_{1a}, \text{ кДж/кг}$.
- Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн} = q_k, \text{ кДж/кг}$.
- Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника $q_{пто} = h_{1a} - h_1, \text{ кДж/кг}$.
- Энергия, потребляемая электродвигателем W :

$$W = \frac{l_{сж}}{2 \cdot \eta_m \cdot \eta_e}, \quad \text{кДж/кг};$$

- Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса:

$$q_u + l_{сж} = q_k, \text{ кДж/кг}.$$

13. Показатели энергетической эффективности теплового насоса:

- коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu = \frac{q_k}{l_{сж}};$$

- коэффициент преобразования электроэнергии:

$$\mu_э = \eta_{э,м} \eta_e \mu;$$

- удельный расход первичной энергии:

$$\Pi \dot{E} = \frac{1}{\eta_{ам} \cdot \eta_{э} \cdot \eta_{э.с} \cdot \eta_{пер}} \cdot \frac{1}{\mu}$$

14. Так как $\Pi \dot{E} < 1$, то с энергетической точки зрения отопление с использованием теплового насоса выгоднее, чем при сжигании природного топлива, применяемого для производства электроэнергии.
15. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_{ам}}$$

16. Производится эксергетический расчет схемы:

- средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя:

$$T_{ср.ч} = \ln \frac{t_{н1} - t_{ч2}}{t_{ч1} + 273} \quad , \quad K$$

- эксергетическая температура низкотемпературного теплоносителя:

$$t_{ч} = \frac{T_{ср.ч} - (t_0 + 273)}{T_{ср.ч}} ;$$

- эксергия $e_{и}$, отданная низкотемпературным теплоносителем в испарителе:

$$e_{и} = t_{и} q_{и}, \quad KДж/кг.$$

- средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя:

$$T_{срв} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \frac{t_{в2} + 273}{t_{в1} + 273}}, K$$

- эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя:

$$T_B = \frac{\tilde{c}_{ср.в} - (t_0 + 273)}{T_{срв}}$$

- эксергия e_e , полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе:

$$e_e = \tau_0 q_k, \text{кДж/кг},$$

- эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем:

$$e_3 = W = \frac{e_{свс}}{\eta_{э.м} \cdot \eta_3} \quad \text{кДж/кг},$$

- эксергетический КПД η_3 теплового насоса:

$$\eta_3 = \frac{e_{вкx}}{e_{вx}} = \frac{e_B}{e_H + e_3}$$

5.2.3. Расчет парокompрессионного теплового насоса с регенерацией теплоты и переохладителем (схема № 3)

- Привести схему парокompрессионного насоса (схема №3) – см. лекции раздел «Тепловые насосы»
- Описать принцип работы парокompрессионного насоса (схема №3) – см. лекции, раздел «Тепловые насосы»
- Привести и описать термодинамический цикл - $p-h$, $T-s$, $p-v$ диаграммы

Расчет термодинамического цикла:

1. Температура испарения фреона:

$$t_u = t_{u2} - \Delta t_u, \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. По температуре испарения t_u , $^\circ\text{C}$ по таблицам термодинамических свойств заданного хладагента в состоянии насыщения (прил. 2) или по p - h -диаграмме определяются параметры в точке 1- h_1 , $t_1 = t_u$, v_1 , s_1 , $p_1 = p_u$. Точка 1 отмечается на диаграммах.
3. Температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{k2} + \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. По температуре конденсации t_k по таблицам термодинамических свойств или по p - h -диаграмме определяются параметры в точке 3 - h_3 , $t_3 = t_k$, v_3 , s_3 , $p_3 = p_k$. Точка 3 отмечается на диаграммах.
5. Температура фреона на входе в компрессор t_{1a} :

$$t_{1a} = t_u + \Delta t_n, \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. По температуре конденсации t_{1a} по таблицам термодинамических свойств или по p - h -диаграмме определяются параметры фреона на входе в компрессор, точка 1а- h_{1a} , v_{1a} , s_{1a} , $p_{1a} = p_1$. Точка 1а отмечается на диаграммах.
7. На p - h -диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии s_{1a} ($s_{1a} = s_{2a}$), проходящей через точку 1, и линии изобары p_k , проходящей через точку 3, определяется точка 2а - h_{2a} , t_{2a} , v_{2a} , $p_{2a} = p_k$. На диаграммах отмечается точка 2а.
8. Адиабатный КПД компрессора η_a :

$$\eta_a = 0,98 \cdot \frac{273 + t_o}{273 + t_k}$$

Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь:

$$h_2 = h_{1a} + (h_{2a} - h_{1a})/\eta_a, \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии h_2 и давлению p_k определяются параметры точки 2- t_2 , v_2 , s_2 . На диаграммах отмечается точка 2.

9. Теплосъемность фреона после конденсатора c_{p3} , Кдж/кг·К (по таблицам термодинамических свойств фреона).

10. Температура холодного фреона после конденсатора t_{3a} :

$$t_{3a} = (c'_{p3} \cdot t_k + c_{воды}(t_{e1} + \Delta t_{no})) / (c'_{p3} + c_{воды}), ^\circ\text{C}$$

11. Зная температуру холодного фреона после переохладителя t_{3a} по таблицам термодинамических свойств фреона или p - h диаграмме определяем энтальпию холодного фреона после переохладителя h_{3a} . Определяем все остальные параметры точки 3а – v_{3a} , s_{3a} , $p_{3a} = p_3$. На диаграммах отмечается точка 3.

12. Температура воды после переохладителя t_{en} :

$$t_{en} = t_{3a} - \Delta t_{no}, ^\circ\text{C}$$

13. Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник $h_{3б}$:

$$h_{3б} = h_{3a} - (h_{1a} - h_1), \text{ кДж/кг}$$

14. По значению энтальпии $h_{3б}$ и давлению p_k определяются параметры горячего фреона после промежуточного теплообменника, точки 3б – $t_{3б}$, $v_{3б}$, $s_{3б}$. На диаграммах отмечается точка 3б

15. По значению энтальпии $h_4 = h_{3б}$ и давлению p_u определяем параметры точки 4 – s_4 , t_4 , v_4 , $p_4 = p_u$. На диаграммах отмечается точка 4.

16. Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса:

- Удельная тепловая нагрузка испарителя q_u : $q_u = h_1 - h_4$, кДж/кг;
- Удельная тепловая нагрузка конденсатора q_k : $q_k = h_2 - h_3$, кДж/кг;
- Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}$: $l_{сж} = h_2 - h_{1a}$, кДж/кг.
- Удельная тепловая нагрузка теплового насоса q_{mi} :

$$q_{mi} = q_k + q_{no}, \text{ кДж/кг}.$$

- Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника q_{no} :

$$q_{no} = h_{1a} - h_1, \text{ кДж/кг}$$

- Удельная тепловая нагрузка переохладителя q_{no} :

$$q_{\text{по}} = h_{33} - h_{3a}, \text{ кДж/кг}$$

- Энергия, потребляемая электродвигателем W :

$$W = \dots, \text{ кДж/кг.}$$

- Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса

$$q_{\text{и}} + l_{\text{сж}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}}, \text{ кДж/кг.}$$

17. Показатели энергетической эффективности теплового насоса:

- коэффициент преобразования теплоты

$$\nu = (q_{\text{к}} + q_{\text{по}}) / l_{\text{сж}};$$

- коэффициент преобразования электроэнергии:

$$\nu_{\text{э}} = \eta_{\text{э.м}} \eta_{\text{э}} \nu;$$

- удельный расход первичной энергии.

$$\nu_{\text{э}} = \frac{1}{\nu_{\text{э.м}} \nu_{\text{э}} \nu_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{\mu}$$

Так как $\nu_{\text{э}} < 1$, то с энергетической точки зрения отопление с использованием теплового насоса выгоднее, чем при сжигании природного топлива, применяемого для производства электроэнергии.

18. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{а}}}$$

19. Производится эксергетический расчет схемы:

- средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя:

$$T_{ср.н} = \frac{t_{н1} - t_{н2}}{\ln \frac{t_{н1} + 273}{t_{н2} + 273}}, \text{ К}$$

- эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя:

$$T_H = \frac{T_{ср.н} - (t_0 + 273)}{T_{ср.н}};$$

- эксергия e_H , отданная низкопотенциальным теплоносителем в испарителе:

$$e_H = \tau_H q_H, \text{ кДж/кг.}$$

- средняя логарифмическая температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе:

$$T_{ср.к} = (t_{к2} - t_{к1}) / \ln((t_{к2} + 273)/(t_{к1} + 273)), \text{ К.}$$

- эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя:

$$T_H = \frac{T_{ср.к} - (t_0 + 273)}{T_{ср.к}}$$

- эксергия e_k , полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе: $e_k = \tau_k \cdot q_k, \text{ кДж/кг}$

$$e_a = \tau_a q_k, \text{ кДж/кг},$$

- средняя температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $T_{cp.en}$:

$$T_{cp.en} = (t_{en} - t_{с1}) / \ln((t_{en} + 273) / (t_{с1} + 273)), \text{ К}$$

- термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе τ_{en} :

$$\tau_{en} = 1 - (t_0 + 273) / T_{cp.en};$$

- эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в переохладителе e_{en} :

$$e_{en} = \tau_{en} q_{no}, \text{ кДж/кг}$$

- эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем:

$$e_{э2} W = \frac{e_{сое}}{b_{э.м.} \eta_{э}}$$

$$\text{кДж/кг};$$

- эксергетический КПД $\eta_{э}$ теплового насоса: $\eta_{э} = \frac{e_{вax}}{e_{вx}} = (e_{в} + e_{en}) / (e_{н} + e_{э})$

19. Результаты проведенных расчетов занести в табл. 5.2, 5.3.

Таблица 5.2 - Термодинамический расчет схем пароконденсационного теплового насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы
Температура испарения фреона $t_{и}$	1 (1хладоген/ 2хладоген)	3 (1хладоген/ 2хладоген)
	2 (1хладоген/ 2хладоген)	2хладоген

Температура испарения фреона $t_{и}$ °С

Энтальпия фреона после испарителя h_1	кДж/кг
Давление фреона в испарителе p_u	МПа
Температура конденсации фреона t_k	°C
Энтальпия фреона после конденсатора h_3	кДж/кг
Давление конденсации фреона p_k	МПа
Температура фреона на входе в компрессор t_{1a}	°C
Энтальпия фреона на входе в компрессор h_{1a}	кДж/кг
Энтальпия фреона после адиабатного сжатия h_{2a}	кДж/кг
Адиабатный КПД компрессора η_a	—
Энтальпия фреона после компрессора h_2	кДж/кг
Теплоемкость фреона после конденсатора c	
Температура холодного фреона после переохладителя t_{3a}	°C
Энтальпия холодного фреона после переохладителя h_{3a}	кДж/кг
Температура воды после переохладителя t_{en}	°C

Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник h_{36}	кДж/кг
Температура горячего фреона после промежуточного теплообменника t_{36}	°C
Энтальпия фреона перед испарителем h_4	кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка испарителя q_u	кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка конденсатора q_k	кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка переохлаждателя $q_{по}$	кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$	кДж/кг
Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника $q_{пто}$	кДж/кг
Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}$	кДж/кг
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W	кДж/кг
Проверка теплового баланса	–
Коэффициент сжатия	–
Коэффициент преобразования теплоты γ	–

Коэффициент преобразования электроэнергии V_3	—
Удельный расход первичной энергии ПЭ	—
Средняя температура низкотемпературного теплоносителя $T_{cp. n}$	К
Термодинамическая температура низкотемпературного теплоносителя T_n	—
Эксергия, отданная низкотемпературным теплоносителем $\mathcal{E}_n$	кДж/кг
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе $T_{cp. в}$	К
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе $T_в$	—
Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе $\mathcal{E}_в$	кДж/кг
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $T_{cp. en}$	К
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе T_{en}	—

Эксергия, полученная
высокопотенциальным теплоносителем в
переохладителе $Q_{оп}$ кДж/кг

Эксергия потребляемой электроэнергии, $e_э$ кДж/кг

Эксергетический КПД $\eta_э$ —

Таблица 5.3 - Показатели энергетической эффективности рассчитанных вариантов

№ схемы	1 (1хладоген/ 2хладоген)		2 (1хладоген/ 2хладоген)		3 (1хладоген/ 2хладоген)	
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тп}$, кДж/кг						
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W , кДж/кг						
Степень сжатия в компрессоре ε						
Коэффициент преобразования теплоты μ						
Коэффициент преобразования электроэнергии $\mu_э$						
Удельный расход первичной энергии $ПЭ$						

Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тп}$, кДж/кг

Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W , кДж/кг

Степень сжатия в компрессоре ε

Коэффициент преобразования теплоты μ

Коэффициент преобразования электроэнергии $\mu_э$

Удельный расход первичной энергии $ПЭ$

Сделать выводы по таблицам 5.2 и 5.3. Выбрать наилучшую схему теплового насоса и для него выполнить следующие расчеты.

Наилучший вариант будет с наибольшим γ . Для вариантов близких к γ наилучшим будет тот, который обеспечивает наименьшую степень сжатия и наибольшие энергетический КПД и удельную тепловую нагрузку.

Массовый расход хладагента $G_{ха}$:

$$G_{XA} = \frac{Q_{тп}}{q_{тп}} , \text{ кг/с}$$

кВт/с-

Полная нагрузка узлов теплового насоса:

- в компрессоре:

$$N = W G_{xa}, \text{ кВт};$$

- в испарителе:

$$Q_u = q_u G_{xa}, \text{ кВт};$$

- в конденсаторе:

$$Q_k = q_k G_{xa}, \text{ кВт};$$

- в переохладителе:

$$Q_{no} = q_{no} G_{xa}, \text{ кВт};$$

- в промежуточном теплообменнике:

$$Q_{пто} = q_{пто} G_{xa}, \text{ кВт}.$$

Удельные эксергетические потери в компрессоре:

- внешние эксергетические потери в компрессоре и электродвигателе, вызванные механическим трением:

$$\Delta e_{кп}^{внеш} = (W - e_{снс})$$

кДж/кг;

- внутренние эксергетические потери в компрессоре, вызванные необратимостью процесса сжатия хладагента (энтропия определяется по p, h -диаграмме):

$$\Delta e_{km}^{внутр} = T_0(S_2 - S_{1a}), \quad \text{кДж/кг};$$

Эксергетические потери в теплообменниках определяются по разности эксергийхладоагента, определяемой по формуле $\Delta h - T_0\Delta S$, и эксергии, подведенной или отобранной у теплоносителя, равной iq . Таким образом, определив энтропии по таблицам свойств фреона в состоянии насыщения или по p, h -диаграмме, получаем:

- эксергетические потери в испарителе:

$$\Delta e_u = e_u - [q_u - T_0(S_1 - S_4)], \quad \text{кДж/кг};$$

- эксергетические потери в конденсаторе:

$$\Delta e_k = [q_k - T_0(S_2 - S_3)] - e_v, \quad \text{кДж/кг};$$

- эксергетические потери в переохладителе:

$$\Delta e_{no} = [q_{no} - T_0(S_3 - S_{3a})] - e_{en}, \quad \text{кДж/кг};$$

Эксергетические потери в промежуточном теплообменнике:

$$\Delta e_{mto} = T_0(S_{1a} - S_1 - S_{3a} + S_{3\bar{a}}), \quad \text{кДж/кг}.$$

Энтальпия фреона при дросселировании не изменяется, и эксергетические потери в дросселе:

$$\Delta e_d = T_0(S_4 - S_{3\bar{d}}), \quad \text{кДж/кг}.$$

Сумма эксергетических потери в тепловом насосе:

$$\sum \Delta e = \Delta e_{km}^{внеш} + \Delta e_{km}^{внутр} + \Delta e_u + \Delta e_k + \Delta e_{no} + \Delta e_{mto} + \Delta e_d, \quad \text{кДж/кг}.$$

Проверка расчета производится по равенству полученных эксергетических потерь и разности эксергии на входе и выходе теплового насоса:

$$\Sigma \Delta e = (e_n + e_3) - (e_e + e_{an}), \text{ кДж/кг}.$$

Сделать выводы по поводу существующих эксергетических потерь.