

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.В. Соколов

**ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ
МАШИНЫ. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ.
ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Учебно-методическое пособие
для обучающихся по специальности
16.03.03 «Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения»,
профиль «Холодильная техника
и системы кондиционирования»

Севастополь,
СевГУ
2022

УДК 621.57(075.8)
ББК 31.392-01я73
С59

Р е ц е н з е н т:

Т.Г. Зацаринная - канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры
«Системы контроля и управления атомных станций»

Соколов В. В.

С59 Теплоиспользующие холодильные машины. Тепловые насосы: практикум по дисциплине: учебно-методическое пособие для обучающихся по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль «Холодильная техника и системы кондиционирования» / В.В. Соколов ; Севастопольский государственный университет. – Севастополь: СевГУ 2022. – 35 с.: ил. – Текст: электронный.

В учебно-методическом пособии изложен учебный материал для выполнения практических занятий и лабораторной работы по дисциплине «Теплоиспользующие холодильные машины. Тепловые насосы», изучаемый студентами 4-го курса по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль подготовки – Холодильная техника и системы кондиционирования.

УДК 621.57(075.8)
ББК 31.392-01я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании ученого совета Института ядерной энергии и промышленности, протокол № 4 от 16 февраля 2022 г.

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ПЗ-1	Устройство, принцип действия абсорбционной холодильной машины	4
ПЗ-2	Устройство, принцип действия пароводяной эжекторной холодильной машины	7
ПЗ-3	Расчёт термодинамического цикла пароводяной эжекторной холодильной машины	13
ПЗ-4	Тепловой расчёт парокомпрессионного теплового насоса	20
ПЗ-5	Расчет коэффициента преобразования энергии теплового насоса	28
ЛР-1	Теплотехнические испытания парокомпрессионного теплового насоса «воздух-воздух»	31
	Литература	35

Практическое занятие № 1

УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ (АХМ)

АХМ относятся к группе теплоиспользующих холодильных машин, которые в отличие от парокомпрессионных ХМ с электроприводом, вырабатывают холод, потребляя в основном тепловую энергию, в том числе и низкопотенциальную, а также некоторое количество электроэнергии для привода насосов.

Действие АХМ основано на применении бинарных смесей – растворов, состоящих из двух компонентов с резко различающимися температурами кипения при одинаковом давлении. Легкокипящий (с более низкой температурой кипения) компонент является хладагентом. Труднокипящий компонент называется абсорбентом, он предназначен для поглощения хладагента. Известно много пар компонентов, которые могут быть использованы в качестве рабочих веществ АХМ. Однако практически широко используются только ХМ с водоаммиачным раствором (при атмосферном давлении температуры кипения аммиака и воды составляют соответственно -33 и 100 °С) и раствором воды и бромистого лития (температуры кипения 100 и 1265 °С). Фотография внешнего вида и принципиальная схема абсорбционной холодильной машины (АХМ) представлены на рис. 1.



Рис. 1. Абсорбционная холодильная машина (внешний вид)

Особенностью бинарных смесей является способность жидкого раствора поглощать пары хладагента, имеющие значительно более низкую температуру, чем раствор. Указанные свойства растворов дают возможность осуществлять

холодильный процесс путем периодического изменения их концентрации. При кипении бинарного раствора образуются пары, которые содержат в основном хладагент при этом, чем больше разность температур кипения при данном давлении, тем меньше в парах примеси абсорбента.

Абсорбционными водоаммиачные ХМ применяют для получения отрицательных температур (от 0 до -7°C), бромистолитиевые – для охлаждения воды или других жидких сред до 5°C .

Водоаммиачными АХМ комплектуются холодильные станции линий производства аммиака, в нефтехимии они используются для обеспечения холодом производств синтетических спиртов.

Бромистолитиевые АХМ используют для охлаждения воды в СКВ и обеспечения технологических нужд в нефтехимии, легкой, электронной и других отраслях промышленности.

Принцип действия простейшей АХМ описывается на рис. 2.

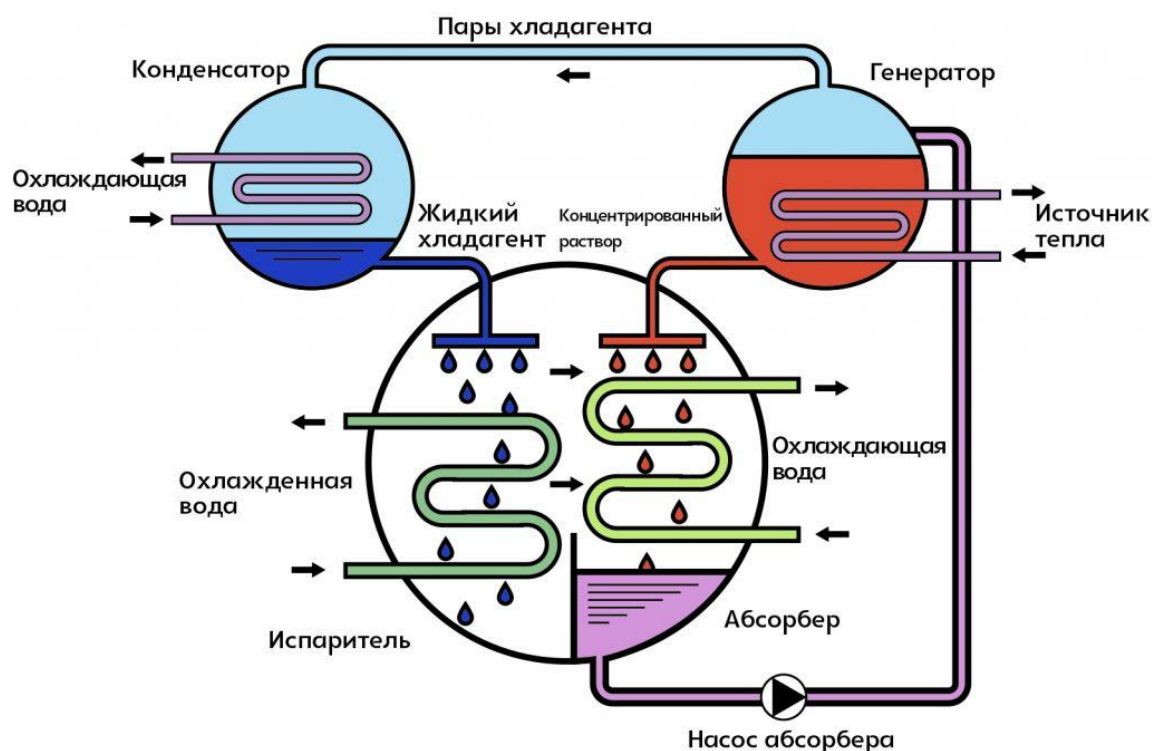


Рис. 2. Принцип действия АХМ

В генератор поступает из абсорбера промежуточный раствор хладагента в абсорбенте. За счет подвода тепла к раствору от греющей среды он кипит при некотором повышении давления. При этом из раствора выделяются пары, содержащие в основном хладагент и некоторое количество (до $10 \div 15\%$ в зависимости от типа смеси) абсорбента.

Пары хладагента из генератора подаются в конденсатор, где за счет охлаждающей воды конденсируются. Жидкий хладагент дросселируется в регулирующем вентиле (не показан на рис. 2) и поступает в испаритель, где кипит за счет поддержания в нем глубокого вакуума, стекая в виде пленки по наружным

поверхностям труб испарителя. При этом происходит охлаждение хладоносителя, поступающего в трубное пространство испарителя. Пары хладагента из испарителя поступают в абсорбер, в который из генератора поступает раствор абсорбента.

Закономерен вопрос, а за счет чего обеспечивается поддержание глубокого вакуума в испарителе? Принцип действия любой АХМ основан на способности абсорбента поглощать (абсорбировать) более холодные пары хладагента.

В процессе поглощения паров хладагента из испарителя абсорбентов в нем обеспечивается поддержание глубокого вакуума, а в абсорбере образуется разбавленный раствор. В процессе абсорбции выделяется большое количество тепла, которое отводится охлаждающей водой, протекающей в трубках абсорбера.

Разбавленный раствор из абсорбера забирается насосом и подается в генератор, после чего описанный выше цикл повторяется. Так обеспечивается непрерывная работа АХМ и получение холода.

В отличие от компрессионных холодильных машин, в которых применяются механические компрессоры, в АХМ действует термохимический компрессор: абсорбер за счет поглощения абсорбентов обеспечивает всасывание паров хладагента из испарителя, а насос и генератор – сжатие и нагнетание их в конденсатор.

Система «абсорбер – генератор» замещает компрессор. В абсорбер поступает раствор с малой концентрацией хладагента и поглощает пары из испарителя. Абсорбер заменяет всасывающую сторону компрессора. Насыщенный раствор из абсорбера подается в генератор, где выпаривается при давлении конденсации. Генератор выполняет роль нагнетательной стороны компрессора. Так обеспечивается замкнутая циркуляция обоих компонентов раствора, разделяемых в генераторе и воссоединяемых в абсорбере.

Практическое занятие № 2

УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОДЯНОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Фотография внешнего вида и принципиальная схема пароводяной эжекторной холодильной машины (ПВЭХМ) представлены на рис. 1.

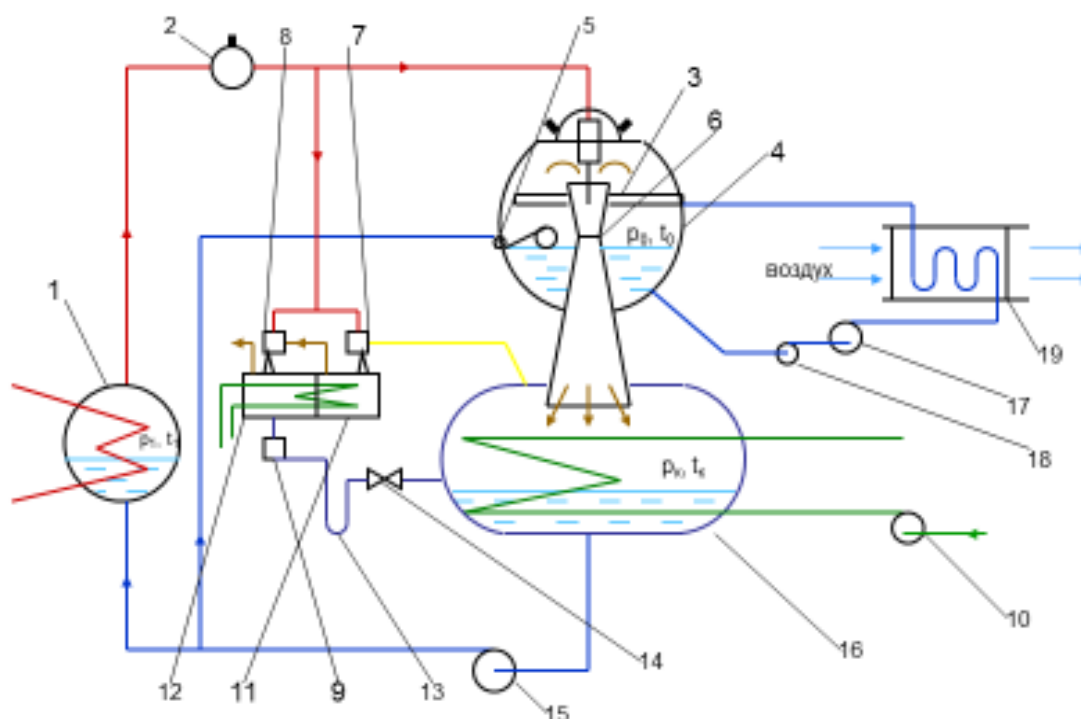


Рис. 1. Принципиальная схема ПВЭХМ

От воздухоохладителя (поз.19 на рис. 1, отдельно рис. 2) рабочая (охлаждаемая) вода через разбрызгивающее устройство (поз. 3 на рис. 1, отдельно рис. 3), поступает в испаритель (поз. 4 на рис.1) холодильной машины. Дросселирование рабочей воды происходит в отверстиях разбрызгивающего устройства.

В испарителе в следствие непрерывного отсоса главными эжекторами (поз. 6 на рис. 1, отдельно рис. 4) образующегося холодного пара поддерживается давление насыщения, соответствующее температуре, выходящей из испарителя рабочей воды. Отопленная вода, выходя из разбрызгивающего устройства падает вниз в виде дождя. Попадая в пространство, где поддерживается глубокий вакуум (около 870 Па) она испаряется, понижая при этом температуру остающегося в жидком виде рабочей воды. Тепло, которое принесено отопленной водой, хватает, чтобы испарить 3 – 4 % всей поступающей воды. Охлажденная вода собирается в нижней части испарителя, забирается бустерным насосом (поз.18 рис. 1)и подаётся к насосу рабочей воды (поз.17 рис.1). Насосом рабочей воды она подаётся к воздухоохладителям (потребителям холода) (поз.19 рис.1, отдельно рис.2), где нагревается, отнимая тело от охлаждаемых объектов, и вновь возвращается в испаритель.

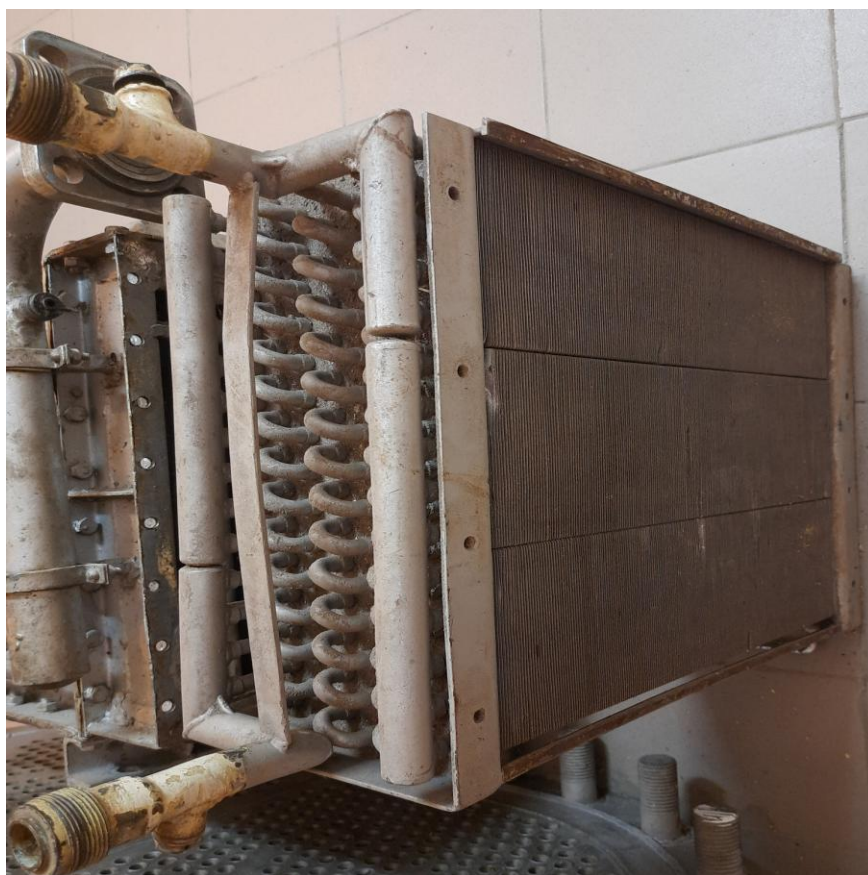


Рис. 2. Воздухоохладитель системы кондиционирования воздуха



Рис. 3. Разбрызгивающее устройство в испарителе

Рабочий пар от источника пара (поз.1 рис.1) через регулятор давления пара (поз.2 рис.1), который поддерживает установленное давление рабочего пара, поступает к главным (поз.6 и отдельно рис. 4) и вспомогательному (поз.7,8 рис.1, отдельно рис. 5) эжекторам. Проходя через сопло главного эжектора (рис. 6), рабочий пар расширяется, причём получается очень высокая скорость струи пара. Расширение сопла выбирается таким, чтобы давление на выходе было несколько меньше требуемого давления в испарителе. Благодаря этому из испарителя в конфузор главного эжектора (рис. 4) отсасывается холодный пар, где и смешивается с рабочим паром и далее эта смесь поступает в диффузор. С помощью диффузора скорость смеси пара понижается, а давление, как следствие этого, возрастает до давления в конденсаторе (поз.16 рис.1 и отдельно рис.7). Смесь холодного и рабочего пара конденсируется, отдавая тепло конденсации охлаждающей воде, прокачиваемой через трубки главного конденсатора насосом охлаждающей воды (поз.10 рис.1).



Рис. 4. Главный эжектор

Воздух и небольшое количество не сконденсировавшегося пара непрерывно удаляется двухступенчатым вспомогательным паровоздушным эжектором (поз.7,8 рис.1 и отдельно рис. 5) из главного конденсатора. Вспомогательным эжектором паровоздушная смесь нагнетается соответственно в конденсатор первой ступени (поз.11 рис.1) и конденсатор второй ступени (поз.12 рис.1). В этих конденсаторах пар конденсируется, а воздух из конденсатора второй ступени выбрасывается в атмосферу.

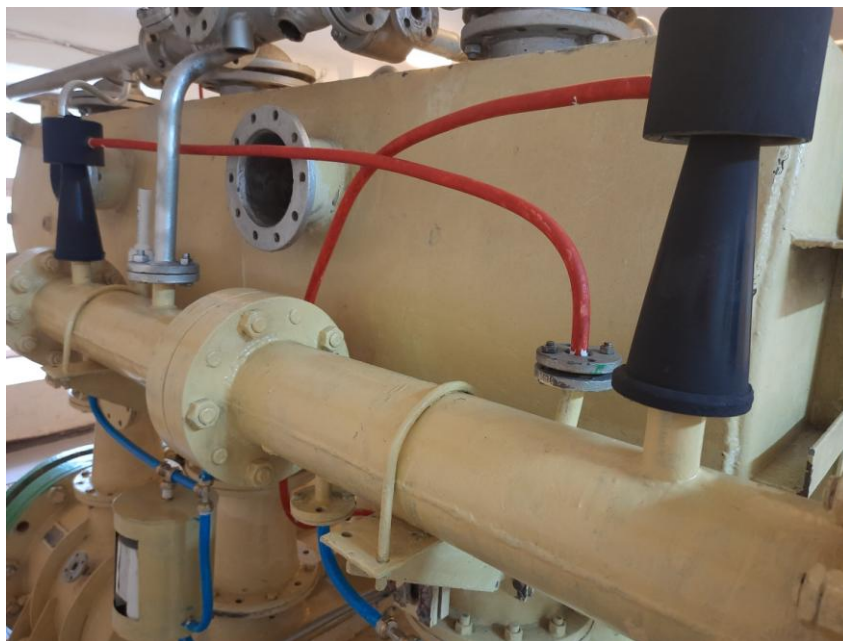


Рис. 5. Вспомогательный эжектор



Рис. 6. Сопло главного эжектора

Степень сжатия, которую можно преодолеть в одном эжекторе, невелика и поэтому сжатие воздуха от давления в главном конденсаторе до давления в помещении производится в две стадии в двух ступенях вспомогательного эжектора.

Образовавшийся конденсат под действием разности давлений поступает в главный конденсатор. Для того чтобы исключить перетечку пара и выравнивание давлений в конденсаторах, на конденсатопроводах установлены поплавковый клапан с водяным затвором (поз.13 рис. 1 и отдельно рис. 8) и уравнивающий невозвратный клапан (поз.14 рис. 1).

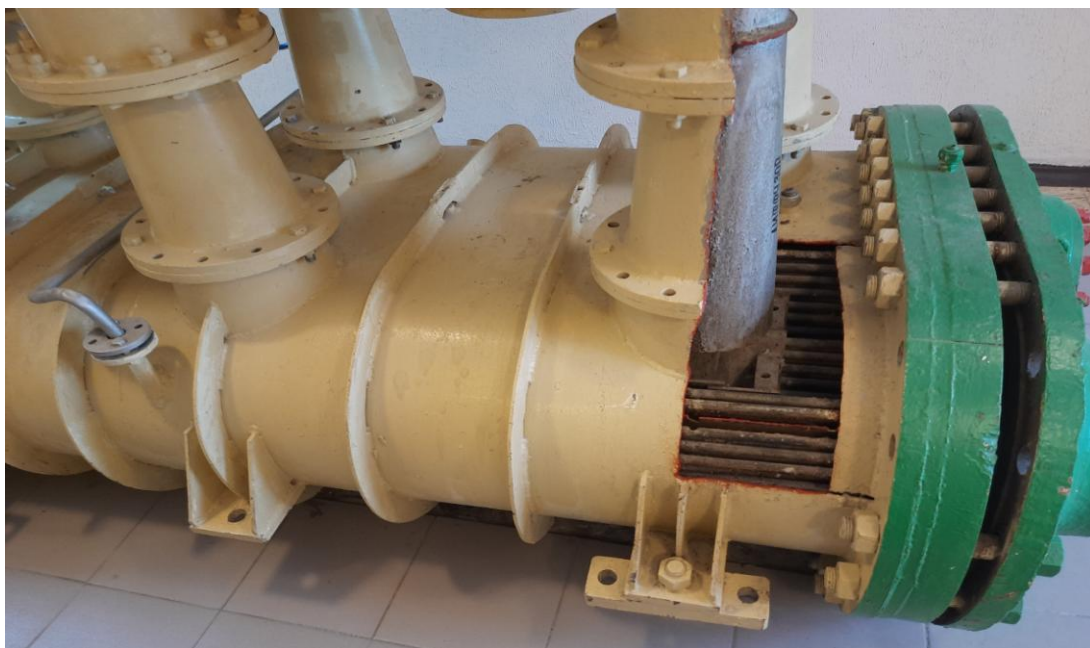


Рис. 7. Главный конденсатор

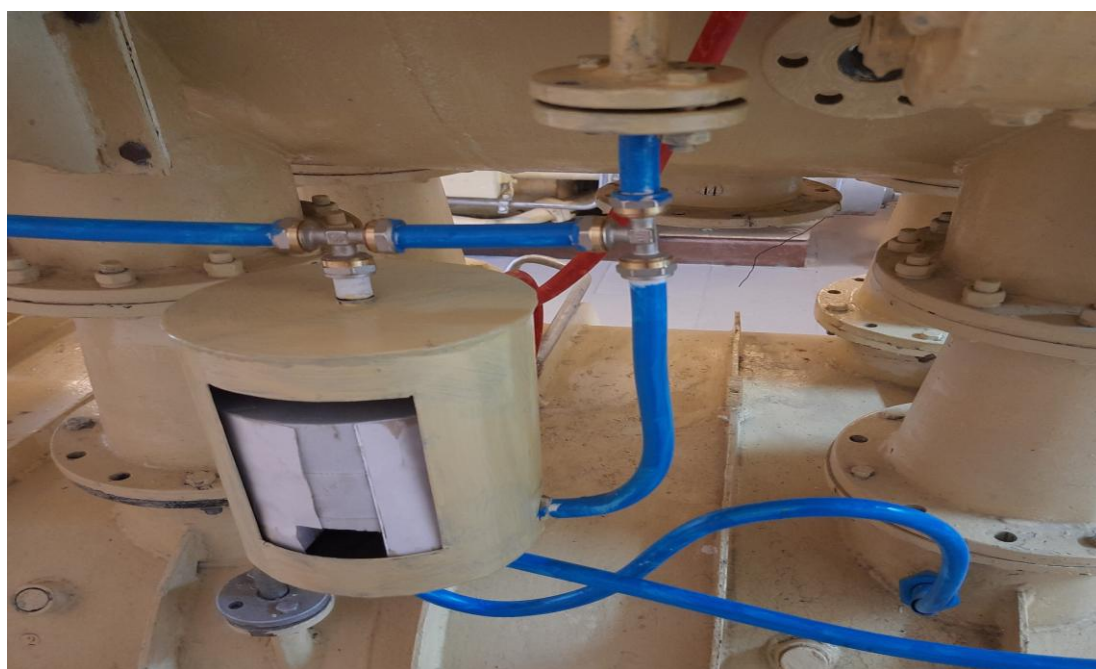


Рис. 8. Поплавковый клапан с гидрозатвором

Конденсат, образовавшийся в главном конденсаторе и поступивший в него из конденсаторов вспомогательного эжектора, отсасывает конденсатным насосом (поз.15 рис.1) и направляется по двум потокам – одна часть конденсата, в количестве, равном рабочему пару, подается в генератор пара, другая – в количестве, равном холодному пару, через дроссельный клапан поплавкового регулятора (поз. 5 рис. 1, отдельно рис. 9) поступает в испаритель (поз.4 рис.1). Поплавковый дроссельный клапан поддерживает постоянный уровень воды в испарителе и, следовательно, постоянное количество рабочей воды в системе.



Рис. 9. Поплавковый регулятор

РАСЧЁТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОВОДЯНОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

При расчетах термодинамического цикла целесообразно использовать $lqr-i$ -диаграмму. $lqr-i$ -диаграмма и её краткое описание приведены в [1]. Описание теоретического цикла ПВЭХМ приведено в [4]. Теоретический цикл пароводяной эжекторной холодильной машины изображён на рис. 1.

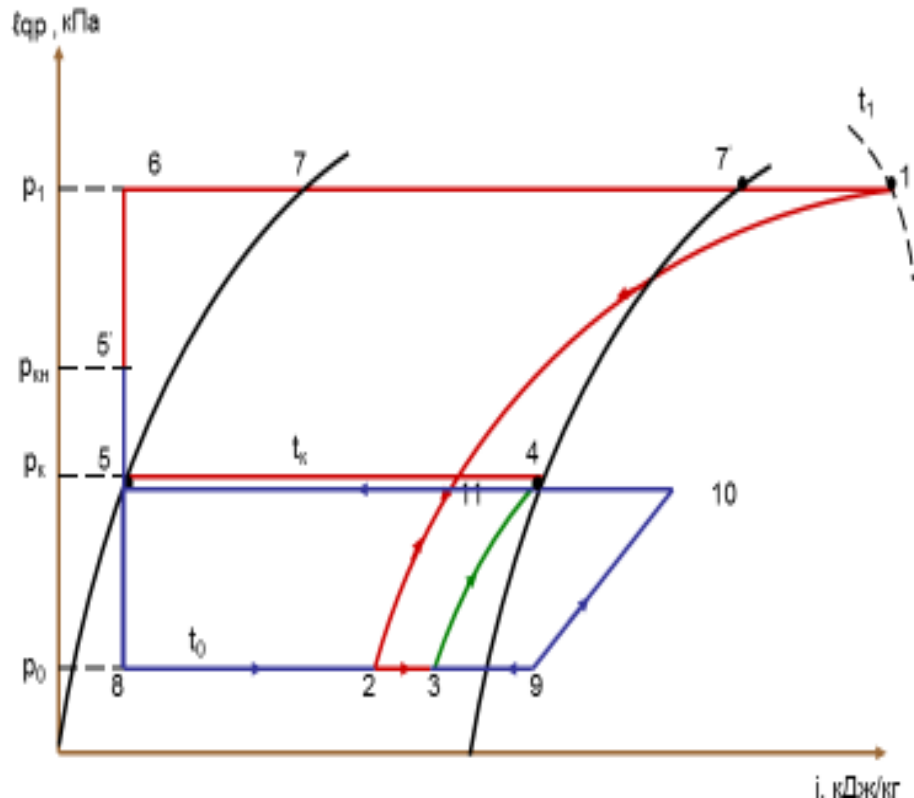


Рис. 1. Теоретический цикл пароводяной эжекторной холодильной машины

Точка (1) характеризует состояние рабочего пара перед соплами главного эжектора. Процесс (1-2) – расширение рабочего пара в соплах главного эжектора, в теоретическом цикле процесс обратимый и происходит при постоянной энтропии. Точка (2) характеризует состояние рабочего пара на выходе из сопла главного эжектора и находится на пересечении адиабаты расширения и изобары p_0 (давление насыщения в испарителе при температуре t_0). Процессы (2-11) – сжатие в диффузоре главного эжектора рабочего пара, (9-10) – сжатие холодного пара и (3-4) – сжатие в диффузоре смеси холодного и рабочего пара, также адиабатные.

Точка (3), которая характеризует состояние смеси холодного и рабочего пара за соплом главного эжектора определяется расчётным путём. Она, как правило, лежит в области влажного пара и энтальпия i_3 в этой точке является средневзвешенной двух энтальпий в состояниях (2) и (9).

$$i_3 = (i_9 + \alpha i_2) / 1 + \alpha, \text{ кДж/кг} \quad (1)$$

где α – коэффициент удельного расхода рабочего пара, кг/кг;
 i_3, i_9 – энтальпии в точках (2) и (9), кДж/кг.

Положение точки (4) определяется пересечением адиабаты (3-4) и изобары p_K . Давление в главном конденсаторе определяется по известной температуре охлаждающей воды, принимая температуру насыщения в конденсаторе на $5 \div 9$ °С больше температуры охлаждающей воды. Процесс (4-5) – процесс конденсирования смеси холодного и рабочего пара в конденсаторе. Процесс (5-8) – дросселирование конденсата в поплавковом дроссельном вентиле и разбрызгивающем устройстве. Процесс дросселирования в теоретическом цикле происходит при постоянной энтальпии, т.е. $i_5 = i_8$. При практических расчетах подогревом воды в конденсатном насосе обычно пренебрегают и считают, что линия (5 – 5') – совпадает с нижней пограничной кривой $\chi = 0$.

Таким образом в ПВЭХМ осуществляется прямой цикл (1-2-11-5-5'-6-7-7'-1) и обратный цикл (9-10-5-5'-8-9), работа прямого цикла совершается в сопле главного эжектора – процесс (1-2), передача энергии прямого цикла обратному осуществляется в камере смешения – процесс – (2-3) и (9-3), затрата работы в обратном цикле (сжатие) происходит в диффузоре – процесс (3-4). Процессы расширения (11-2) от давления p_K до давления p_O с последующим сжатием смешанного пара (процесс 3-4) от давления p_O до p_K по существу выполняется для передачи работы прямого цикла обратному.

При рассмотрении теоретического цикла ПВЭХМ представляет интерес, главным образом, затрата энергии на осуществление холодильного цикла. При расчете цикла определяют в числе прочих величин состояние смеси в точках (3) и (4), а также коэффициент удельного расхода рабочего пара α . В расчетах принимается, что на 1 кг холодного пара, отсасываемого из испарителя, расходуется α кг рабочего пара, т.е.

$$\alpha = G / G_0, \text{ кг/кг} \quad (2)$$

где G – количество циркулирующего в цикле рабочего пара, кг/ч;
 G_0 – количество циркулирующего в цикле холодного пара, кг/ч.

Удельная энергия расширения рабочего пара в сопле будет

$$E_p = \alpha (i_1 - i_2), \text{ кДж/кг}, \quad (3)$$

где i_1 и i_2 – энтальпии рабочего пара в начале и конце адиабатного расширения, кДж/кг.

Процесс сжатия смеси пара в диффузоре можно представить, как два отдельных процесса: по линии (2-11) адиабатно сжимается α кг рабочего пара и по линии (9-10) – 1 кг холодного пара. Затрата энергии на сжатие смеси пара или, что тоже, отдельно рабочего и холодного пара выражается уравнением

$$E_{сж} = (i_{10} - i_9) + \alpha (i_{11} - i_2) = (1 + \alpha)(i_4 - i_3), \text{ кДж/кг} \quad (4)$$

В теоретическом цикле вся удельная энергия расширения рабочего пара используется для сжатия холодного и рабочего пара и не расходуется на перекачку конденсата в парогенератор.

Баланс цикла определяется равенством удельных энергий, полученных в прямом цикле, и затраченных в обратном цикле:

$$\alpha(i_1 - i_2) = (I + \alpha)(i_4 - i_3) + (i_5 - i_5'), \text{ кДж/кг} \quad (5)$$

или

$$\alpha(i_1 - i_2) = (i_{10} - i_9) + \alpha(i_{11} - i_2) + \alpha(i_5 - i_5'), \text{ кДж/кг} \quad (6)$$

После преобразований и с учетом $i_5 = i_5'$, получим значение коэффициента удельного расхода пара в теоретическом цикле ПВЭХМ

$$\alpha = (i_{10} - i_9) / (i_1 - i_{11}), \text{ кг/кг} \quad (7)$$

Необходимо отметить, что в этом случае точка (10) является фиктивной и лишь условно иллюстрирует процессы в обратном холодильном цикле, использование ее в расчетах приводит к ошибочным результатам.

Величину α можно также определить из уравнения (8):

$$\alpha = (i_{11} - i_9 + T_k(S_9 - S_1)) / (i_1 - i_{11}), \text{ кг/кг} \quad (8)$$

В данном уравнении точка (10) исключается и результаты получаются более точными.

Значение тепловых коэффициентов, характеризующих энергетическую эффективность цикла ПВЭХМ, определяются из теплового баланса цикла, который можно представить в следующем виде:

$$Q_k = Q_o + Q_n + L_n \text{ кДж/кг}, \quad (9)$$

где Q_k – теплота конденсации смеси пара, кВт;

Q_o – холодопроизводительность машины, кВт;

Q_n – тепло подводимое в парогенераторе, кВт;

L_n – работа, затрачиваемая насосом, кВт.

Эффективность работы холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{i_9 - i_8}{i_{10} - i_9}. \quad (10)$$

Для энергетической характеристики цикла с затратой тепла также применяется тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_n} = \frac{q_o}{\alpha \cdot q_n}, \quad (11)$$

где q_o – удельная холодопроизводительность, кДж/кг;

q_n – удельное тепло, подводимое в парогенераторе, кДж/кг.

Термический коэффициент полезного действия теоретического прямого цикла

$$\eta_t = \frac{\ell}{q_o}, \quad (12)$$

где ℓ – работа, полученная в прямом цикле, кДж/кг.

Действительный цикл работы ПВЭХМ отличается от теоретического и достаточно подробно описан в [4].

Степень термодинамического совершенства ПВЭХМ равен:

$$\eta = \frac{\alpha}{\alpha_q}. \quad (13)$$

Величина коэффициента удельного расхода пара в действительном цикле α_q больше, чем в теоретическом, и зависит от температур в испарителе, конденсаторе и парогенераторе, а также от степени обратимости процессов в сопле, камере всасывания, диффузоре и в других элементах ПВЭХМ.

Методика расчета и построения теоретического термодинамического цикла ПВЭХМ

1. Теоретический термодинамический цикл необходимо строить на диаграмме $\lg P-i$ (рис. 3) используя заданные величины к настоящему практическому занятию.

2. Построение цикла осуществляется следующим образом:

- определить давление в испарителе P_0 по заданной температуре рабочей воды на выходе из испарителя t_0 , используя /2/, /7/;
- определить температуру конденсации в главном конденсаторе t_k по заданной температуре охлаждающей воды $t_{ox.в.}$:

$$t_k = t_{ox.в.} + \Delta t_{ox.в.} + \Delta t \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

где $\Delta t_{ox.в.}$ – подогрев охлаждающей воды в конденсаторе (в расчетах принять равной 6 $^\circ\text{C}$); Δt – конечная разность температур конденсации и охлаждающей воды на выходе из конденсатора (в расчетах принять равной 4 $^\circ\text{C}$);

- определить давление конденсации в главном конденсаторе P_k по температуре конденсации t_k , используя /2/, /7/;

- на диаграмме $\lg P-i$ провести три изобары P_0 , P_k , P_1 , соответствующие давлениям в испарителе, конденсаторе и заданному давлению рабочего пара перед соплами главных эжекторов;

- на диаграмме $lgP-i$ нанести точку (2), которая характеризует состояние холодного пара в испарителе и определяется пересечением изобары P_0 и адиабаты, проведенной из точки (1);

- нанести точку (11), которая характеризует состояние холодного пара на выходе из диффузора главного эжектора и определяется в теоретическом цикле пересечением изобары P_k и адиабаты, проведенной из точки (2);

- нанести точки (4) и (5), положение которых определяется пересечением изобары P_k и пограничных кривых $\chi=1$ и $\chi=0$, соответственно;

- нанести точку 8. Процесс (5-8) – дросселирование жидкого холодильного агента в поплавковом дроссельном клапане и разбрызгивающем устройстве. Этот процесс протекает при постоянной энтальпии, т.е. $i_5 = i_8$, следовательно, положение точки (8) определяется пересечением изоэнтальпы, проведенной из точки (5) и изобары P_0 ;

- нанести точку (6). Процесс (5-5'-6) соответствует адиабатному повышению давления конденсата конденсатным и питательным насосами при перекачивании его в парогенератор. В области капельной жидкости (левее нижней пограничной кривой $\chi = 0$ адиабаты и и изоэнтальпы практически совпадают, поэтому положение точки 6 определяется пересечением изоэнтальпы, проведенной из точки (5) и изобары P_1 ;

- нанести точки (7) и (7'), положение которых определяются пересечением изобары P_1 нижней ($\chi = 0$) и верхней ($\chi = 1$) пограничных кривых, соответственно;

- нанести точку (1), которая характеризует состояние рабочего пара перед соплами главного эжектора и определяется пересечением изобары P_1 и изотермы t_1 (задано), если пар перегретый; пересечением с верхней пограничной кривой $\chi = 1$ – если пар сухой насыщенный; пересечением кривой, характеризующей степень сухости пара – если пар влажный;

- нанести точку (9), положение которой определяется пересечением адиабаты P_0 и изотермы $t_0 + 5^\circ\text{C}$,

- нанести точку (10), положение которой определяется пересечением адиабаты, проведенной из точки (9) и изобары P_k .

Таким образом осуществляется построение прямого цикла (1-2-11-5-5'-6-7-7' - 1) и обратного холодильного цикла (9-10-5-5'-8-9).

Положение точки (3), которая характеризует состояние смеси холодного и рабочего пара на выходе из камеры смешения, определяется расчетным путем. Эта точка лежит, как правило, в области влажного пара, а ее энтальпия определяется по формуле

$$i_3 = (i_9 + \alpha i_2) / (1 + \alpha) \quad \text{кДж/кг}, \quad (15)$$

где α – коэффициент удельного расхода пара в теоретическом цикле, кг/кг (определяется в соответствии с формулой (17));

i_9, i_2 – энтальпии холодного и рабочего пара в точках 9 и 2 соответственно, кДж/кг.

$$\alpha = (i_{11} - i_9 + T_k(S_9 - S_{11})) / (i_1 - i_{11}) \quad \text{кг/кг}, \quad (16)$$

где T_k – температура конденсации, К;

$S_9; S_{11}$ – энтропия в точках (9) и (11), кДж/(кг·°С);

- определить коэффициент удельного расхода пара в действительном цикле

$$\alpha_0 = 1,752 + 0,0135\varepsilon^{2,5} \quad (17)$$

где $\varepsilon = P_k/P_0$ – степень сжатия в диффузоре;

- определить степень термодинамического совершенства ПВЭХМ

$$\eta = \alpha / \alpha_0; \quad (18)$$

- определить холодильный коэффициент обратного цикла

$$\varepsilon_0 = i_9 - i_8 / i_{10} - i_9; \quad (19)$$

- определить термический коэффициент прямого цикла

$$\eta_T = i_1 - i_{11} / i_1 - i_6; \quad (20)$$

- определить тепловой коэффициент термодинамического цикла ПВЭХМ

$$\xi = \varepsilon_0 \eta_T. \quad (21)$$

3. Для удобства выполнения промежуточных расчетов рекомендуется полученные параметры характерных точек термодинамического цикла ПВЭХМ занести в таблицу:

	№ точки на диа- грамме	T, °С	P, Bar (КПа)	i, кДж/кг	x, %	v, м³/кг	S, кДж/кг· К
P ₀	2						
	3						
	8						
	9						
P _к	4						
	6						
	10						
	11						
P ₁	1						
	6						
	7						
	7'						

Варианты заданий к ПЗ № 3

№ варианта	Q_o , кВт	t_o , °C	$t_{об}$, °C	p_1 , кПа	t_1 , °C
1	80	4	20	300	200
2	100	5	22	350	220
3	150	6	24	400	240
4	200	7	26	300	200
5	250	8	28	350	220
6	300	9	30	400	240
7	350	10	32	300	200
8	120	4	18	350	220
9	80	5	20	400	240
10	100	6	22	300	200
11	150	7	24	350	220
12	200	8	26	400	240
13	250	9	28	300	200
14	300	10	30	350	220
15	350	4	32	400	240
16	400	5	20	300	200
17	80	6	22	350	220
18	100	7	24	400	240
19	150	8	26	300	200
20	200	9	28	350	220
21	250	10	30	400	240
22	300	12	32	300	200

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Существует достаточно программ, способных рассчитать теплопотери с высокой точностью как для всего дома, так и для каждого помещения в отдельности. Также существуют достаточно простые программы в интернете, которыми можно воспользоваться самостоятельно. Лучше рассчитать вручную, рассчитав теплопотери через стены, полы, крышу, окна и вентиляцию, как вы изучали по дисциплине «Термодинамика».

Учитывая, что стоимость киловатта теплового насоса (ТН) высока и если будет принято окончательное решение об установке геотермальной системы, то расчет должен быть достаточно точным. Ошибка в большую сторону на один киловатт может стоить дополнительных 30 - 50 тысяч рублей, а в меньшую - дискомфортом проживающих и дискредитации идеи ТН [3].

Источником низкопотенциального тепла может быть воздух, грунт, вода, сточные воды. На этом этапе рассчитывается длина труб и необходимая площадь участка для горизонтального геотермального контура. Для вертикальных зондов определяется глубина скважин с помещенными в них геотермальными зондами. Для открытой схемы из скважины в скважину рассчитывается необходимый дебет и подбирается погружной насос.

Особое внимание необходимо уделить расчету теплового насоса, у которого в качестве источника низкопотенциального тепла используется наружный воздух. Дело в том, что такой источник тепла как воздух, в отличие от геотермальных систем, сильно влияет на выходную тепловую мощность теплового насоса. Все производители, в характеристиках для таких ТН пишут выходную мощность, для наружных температур от $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Одни указывают на $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$, другие на $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, третьи на $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$. На эти параметры необходимо обращать внимание т.к. при понижении температуры уличного воздуха, выходная мощность ТН падает. Допустим при $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ мощность была 10 кВт, то при $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ мощность может уменьшиться до 6...7 кВт. У производителей компрессоров есть специальные таблицы или графики. В этих таблицах указывается мощность компрессора в зависимости от температуры входящего низкопотенциального тепла. С помощью таблиц, под определенную отрицательную температуру, можно подобрать тепловой насос. Допустим подобрали на $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ мощностью 16 кВт, при $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ он выдаст необходимые 10 кВт.

Для компенсации «недобора» производительности компрессора в холодный, но непродолжительный период, целесообразно не завышать типоразмер компрессора, а использовать так называемую бивалентную схему подключения ТН.

Бивалентная схема- это когда к тепловому насосу добавляется дополнительный источник тепла. Предположим, что мы рассчитали теплопотери и они получились у нас 10 кВт. Мы можем установить тепловой насос такой мощно-

сти, сделать для него внешний геотермальный контур и обеспечить себя необходимым теплом на весь отопительный сезон.

Теплопотери рассчитываются на холодную пятидневку. Возьмем для примера г. Краснодар. Холодная пятидневка составляет -19°C . Такая температура в этом городе бывает редко и держится недолго. Основной отопительный сезон проходит в районе нуля градусов. Иногда температура опускается до $-8 \dots -10^{\circ}\text{C}$. Таких дней не более 20 %. В этом случае теплопотери рассчитываются на -10°C , а недостающая мощность добирается другим источником. В качестве такого источника может выступать дизельный, электрический, твердотопливный или газовый котел.

Таким образом, бивалентная схема позволяет установить тепловой насос меньшей мощности и существенно сэкономить на стоимости самого насоса и стоимости работ по обустройству внешнего контура.

Бивалентная схема может также пригодиться и в случае, когда не хватает электрической мощности. Тогда расчет ТН производится исходя из выделенной электрической мощности. Допустим теплопотери составили 20 кВт. Потребление теплового насоса при такой мощности будет 5 кВт, а выделенная электрическая мощность на дом 7,5 кВт. Оставшихся 2,5 кВт вряд ли хватит на современный дом. В этом случае тепловой насос берется на 12 кВт, он сможет закрыть процентов 80 отопительного сезона, а недостающие 8 кВт можно покрыть небольшим дизельным или газовым котлом на сжиженном газе.

Методика расчета ПКТН

Исходные данные:

1. Назначение (теплоснабжение, горячее водоснабжение, теплоснабжение + горячее водоснабжение).
2. Площадь отапливаемого объекта, S , м^2 .
3. Тип ПКТН, вид коллектора.
4. Тип грунта.
5. Минимальные значения температуры высшего (ВИТ) и низшего источников тепла (НИТ), $t_{\text{ВИТ}}$ и $t_{\text{НИТ}}$.
6. Теплопотери объекта (здания), $N_{\text{пот}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Порядок расчета:

1. Определить необходимую тепловую мощность ТН на отопление:

$$Q_{\text{Т}} = S N_{\text{пот}} \text{ кВт}, \quad (1)$$

где S – площадь объекта, м^2 ;

$N_{\text{пот}}$ – теплопотери отапливаемого объекта (здания), $\text{Вт}/\text{м}^2$.

2. Определить тепловую мощность ТН на отопление и горячее водоснабжение

$$Q_{т/гвс} = k S N_{пот} \text{ кВт}, \quad (2)$$

где k – коэффициент учитывающий затраты тепла на горячее водоснабжение (в расчетах можно принять 1,25...1,3).

3. По каталогам фирм-производителей подбираем ТН с ближайшим большим типоразмером.

4. Определить величину, требуемую тепловую мощность коллектора

$$Q_0 = N_{тн} - N_{эл}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где $N_{тн}$ – средняя мощность ТН (характеристика ТН), кВт;

$N_{эл}$ – потребляемая ТН электрическая мощность (характеристика ТН), кВт.

5. Найти необходимую длину коллектора

$$L = Q_0/q, \text{ м}, \quad (4)$$

где q – величина теплосъема с НИТ, Вт/м.

Значение q для учебных расчетов выбирается из таблицы 1. Для практических расчётов q определяется на месте, после геологической разведки.

Таблица 1 - Величина теплосъема с низшего источника тепла, Вт/м

	Вид коллектора		
	вертикальный ($h = 20 \dots 80$ м)	наклонный (45°)	горизонтальный
Грунт песчаный сухой	50	25	20
Суглинок сухой	55	30	20
Суглинок влажный	60	35	25
Глина влажная	65	-	35
Вода	80	-	80

Возможны два варианта получения низкопотенциального тепла из грунта: укладка металлопластиковых труб в траншеи глубиной 1,2–1,5 м либо в вертикальные скважины глубиной 20–100 м. Иногда трубы укладывают в виде спиралей в траншеи глубиной 2–4 м. Это значительно уменьшает общую длину траншей. Максимальная теплоотдача грунта составляет 50–70 кВт·ч/м² в год. По данным зарубежных компаний, срок службы траншей и скважин составляет более 100 лет.

Расчет горизонтального коллектора теплового насоса

6. Определить количество контуров и занимаемую коллектором площадь (для горизонтального коллектора):

$$n_{\text{кон}} = L/l, \quad (5)$$

где l – максимально возможная длина одного контура, м.

$$S_{\text{кол}} = L n \text{ м}^2, \quad (6)$$

где n – шаг укладки труб коллектора (в расчетах допускается применять не менее 0,75 м).

7. Определить общий расход теплоносителя в коллекторе

$$V_s = 3600 Q_o / (C_t \rho \Delta t) \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7)$$

где C_t – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·К);

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

Δt – разность температур между подающей и возвратной линиями коллектора, °С (в расчетах можно принять 3...4 °С).

Физические свойства выбранного теплоносителя для расчетов выбирается из таблицы 2.

Таблица 2 - Физические свойства теплоносителей

Теплоноситель	ρ , кг/м ³ , при $t = 0$ °С	$t_{\text{зам}}$, °С	C , кДж/(кг·К) при $t = 0$ °С	Примечание
Вода пресная (H ₂ O)	999,8	0	4,22	
Этиленгликоль (C ₂ H ₆ O ₂)	1111	-20	2,35	ядовит
25%-й водный раствор этиленгликоля (C ₂ H ₄ (OH) ₂)	1032	-14	3,80	ядовит
21%-й водный раствор хлористого кальция (CaCl ₂)	1190	-19	3,04	
21%-й водный раствор хлористого натрия (NaCl)	1160	-18	3,38	

8. Определить расход теплоносителя через контур

$$V_{\text{кон}} = V_s / n_{\text{кон}} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7)$$

9. Из сортамента металлопластиковых труб, полиэтиленовых водопроводных труб низкого давления (ПНД) подбирается необходимая труба с диаметром не менее 25 мм и с соответствующими фитингами.

10. Как можно подробнее вычерчивается проектируемый коллектор со всеми размерами, после чего определяется гидравлическое сопротивление коллектора и подбирается соответствующий электронасос.

Расчет вертикального коллектора (зонда) теплового насоса

11. Если принято решение об устройстве вертикального коллектора, то значения q для расчета длины коллектора по формуле (4) выбирается из соответствующей колонки табл. 1, в зависимости от вида грунта.

12. Температура грунта на глубине более 15 м постоянна и составляет примерно $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Расстояние между скважинами должно быть больше 5 м. При наличии подземных течений, скважины должны располагаться на линии, перпендикулярной потоку. Подбор диаметров труб проводится исходя из потерь давления для требуемого расхода теплоносителя. Расчет расхода жидкости может проводиться для $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

13. Расчет общей глубины скважины определяется по формуле (4), а количество скважин выбирается исходя из особенностей грунта и условия, что глубина одной из них должна быть в пределах 20-80м. Все остальные расчеты аналогичны расчетам для горизонтального коллектора. При использовании вертикальных скважин в них погружаются U-образные металлопластиковые или пластиковые (при диаметрах выше 32 мм) трубы. Как правило, в одну скважину вставляется две петли, после чего она заливается цементным раствором.

Пример расчета

Дано:

1. Назначение ТН: теплоснабжение + горячее водоснабжение.
2. Площадь отапливаемого объекта, $S = 200\text{ м}^2$.
3. Тип ПКТН – «вода-вода», вид коллектора – поверхностный горизонтальный.
4. Тип грунта - песчаный.
5. Минимальные значения температуры высшего (ВИТ) и низшего источников тепла (НИТ), $t_{\text{ВИТ}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{НИТ}} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$.
6. Теплотери объекта (здания), $N_{\text{пот}} = 50\text{ Вт/м}^2$.

Расчет

1. Требуемая тепловая мощность на отопление и горячее водоснабжение:
 $200 \cdot 50 \cdot 1,25 = 12,5\text{ кВт}$.

2. Для обогрева здания выбран тепловой насос «Henk system 200-65HW» мощностью 14,4 кВт (ближайший больший типоразмер), затрачивающий на нагрев фреона 3,44 кВт. Теплосъем с поверхностного слоя грунта (песчаный) q равняется 20 Вт/м. Рассчитываем:

- требуемую тепловую мощность коллектора $Q_0 = 14,79 - 3,44 = 11,35\text{ кВт}$;

- суммарную длину труб $L = Q_0/q = 11,35/0,020 = 567,5$ м.

Для организации такого коллектора потребуется 6 контуров длиной по 100 м.

3. При шаге укладки 0,75 м необходимая площадь участка

$$S = 600 \times 0,75 = 450 \text{ м}^2.$$

4. Общий расход теплоносителя (25 % водный этиленгликолевый раствор)

$$V_s = 11,35 \cdot 3600 / (1050 \cdot 3,7 \cdot 3) = 3,506 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Для устройства коллектора выбираем металлопластиковую трубу типоразмера 32 (например, РЕ32х2). Потери давления в ней составят 45 Па/м; сопротивление одного контура – примерно 7 кПа; скорость потока теплоносителя – 0,3 м/с.

6. Общий расход теплоносителя при $t = 5$ °С составит 2,1 м³/ч; расход через один контур – 0,35 м³/ч. Контуров будут иметь следующие гидравлические характеристики: потери давления в трубе – 96 Па/м (теплоноситель – 25-процентный раствора гликоля); сопротивление контура – 14,4 кПа; скорость потока – 0,3 м/с.

Приложение 1

Характеристики тепловых насосов

Модель ТН	Назначение	COP	Номин. тепл. мощность, кВт	Питание	Температура макс., °C
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	5,76	5	220В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	5,90	7	220В	65
Stiebel Eltron WPL13E	отопление, ГВС	4,8	8	380В	60
Henk system 120-65	отопление	4,85	8,6	220В/380В	65
Henk system 120-65	отопление, ГВС	4,30	8,6	220В/380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	6,11	9	50Гц	65
Weswen WWHROC08	отопление	5,65	9,7	220В	60
Henk system 140-65	отопление	5,35	9,9	220В/380В	65
Henk system 140-65HW	отопление, ГВС	6,11	9,9	220В/380В	65
Henk system 160-65	отопление	6,12	11,8	220В/380В	65
Henk system 160-65HW	отопление, ГВС	6,55	11,8	220В/380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	6,67	13	380В	65
Henk system 200-65	отопление	5,80	14,4	220В/380В	65
Henk system 200-65HW	отопление, ГВС	5,80	14,4	220В/380В	65
Weswen WWHRPC12	отопление	6,01	14,8	220В	60
Stiebel Eltron WPL13E	отопление, ГВС	6,16	15	380В	60
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	6,12	16	220В	65
Stiebel Eltron WPF16M	отопление, ГВС	6,15	16	380В	60
Henk system 230-65HW	отопление, ГВС	5,66	16,6	380В	65
Henk system 230-65	отопление	4,82	16,8	380В	65
Weswen WWHRPC16	отопление	4,96	18,8	380В	60
Stiebel Eltron WPF20Set	отопление, ГВС	5,67	20	380В	65
Henk system 270-65	отопление	6,76	20,2	380В	65
Henk system 270-65HW	отопление, ГВС	6,12	20,2	380В	65
Stiebel Eltron WPW06Set	отопление	5,67	21	380В	65
Weswen WWHRPC38	отопление	5,25	39,5	380В	60

Варианты заданий к ПЗ-4

№ вар.	Назначение ТН	Площадь объекта, м ²	Тип ПКТН/вид коллектора	Тип грунта	НИТ/ ВИТ, °С	N _{пот} , кВт
1.	ТС	100	«грунт-вода»/ гори- зонтальный	Грунт песчаный	10/35	50
2.	ТС+ГВС	150	«грунт-вода»/ гори- зонтальный	Суглинок сухой	10/45	45
3.	ТС	200	«грунт-воздух»/ гори- зонтальный	Суглинок влажный	10/32	30
4.	ТС+ГВС	100	«грунт-вода»/ верти- кальный	Глина влажная	10/45	50
5.	ТС	150	«грунт-вода»/ верти- кальный	Грунт каменистый	10/35	45
6.	ТС+ГВС	200	«вода-воздух»/ верти- кальный	Вода	10/45	30
7.	ТС	100	«грунт-вода»/ наклон- ный	Грунт песчаный	10/32	50
8.	ТС+ГВС	150	«грунт-вода»/ наклон- ный	Грунт песчаный	10/45	45
9.	ТС	200	«грунт-воздух»/ на- клонный	Суглинок сухой	10/32	30
10.	ТС+ГВС	100	«грунт-вода»/ гори- зонтальный	Суглинок влажный	10/45	50
11.	ТС	150	«грунт-вода»/ гори- зонтальный	Глина влажная	10/32	45
12.	ТС+ГВС	200	«грунт-воздух»/ гори- зонтальный	Грунт каменистый	10/45	30
13.	ТС	100	«вода-вода»/ верти- кальный	Вода	10/32	50
14.	ТС+ГВС	150	«грунт-вода»/ верти- кальный	Грунт песчаный	10/45	45
15.	ТС	200	«вода-воздух»/ гори- зонтальный	Вода	10/35	30

Практическое занятие № 5

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Исходные данные (см. приложение к ПЗ № 5):

1. Источник бросовой тепловой энергии с температурой, t , °С.
2. Температура конденсации хладагента, t_k , °С.
3. Температура испарения хладагента, t_o , °С.
4. Марка хладагента.
5. Изоэнтروпический КПД, η_s , отн. ед.
6. Механический КПД компрессора теплового насоса, $\eta_{мех}$, отн. ед.

Порядок выполнения расчета

1. Рассчитываем COP теоретического цикла Карно

$$COP_{ТЦ} = \frac{T_o}{T_k - T_o} + 1,$$

где $T_o = 273 + t_o$ – абсолютная температура испарения хладагента, К;

$T_k = 273 + t_k$ – абсолютная температура конденсации хладагента, К.

2. На диаграмме ℓ_q P - i заданного хладагента [5] строим термодинамический цикл теплового насоса (рис. 1):

- наносим точку (1), которая характеризует состояние хладагента перед сжатием. Точка (1) находится на продолжении изобары P_o , соответствующей испарению хладагента при температуре t_o до пересечения изотермой $t = t_1 = t_o + \Delta t$, где Δt – перегрев хладагента в испарителе (задано);
- наносим точку (2), которая характеризует состояние хладагента после его изоэнтропного сжатия. Точка (2) находится на продолжении изобары P_k , соответствующей давлению конденсации при температуре t_k и изоэнтропы, проведенной из точки (1);
- наносим точку (3), которая характеризует состояние хладагента после сжатия в конденсаторе с учетом тепловых потерь. Положение точки (3) определяется пересечением изобары P_k и изоэнтальпы i_3 :

$$i_3 = \frac{i_2 - i_1}{\eta} + i_1 \text{ кДж/кг};$$

- наносим точку (4), характеризующую состояние хладагента на выходе из конденсатора. Положение точки (4) определяется пересечением изобары P_k и пограничной кривой $x = 0$ (падением давления при конденсации пренебрегаем);

- наносим точку (5), которая характеризует состояние хладагента перед испарителем. Точка (5) находится на пересечении изоэнтальпы, проведенной из точки (4) и пересечения с изобарой P_o .

3. Определяем COP действительного цикла

$$\text{COP}_{\text{дц}} = \frac{(i_3 - i_4)}{(i_3 - i_1)}, \text{ отн. ед.}$$

4. С учетом механических потерь определяем полный COP

$$\text{COP} = \text{COP}_{\text{дц}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \text{ отн. ед.}$$

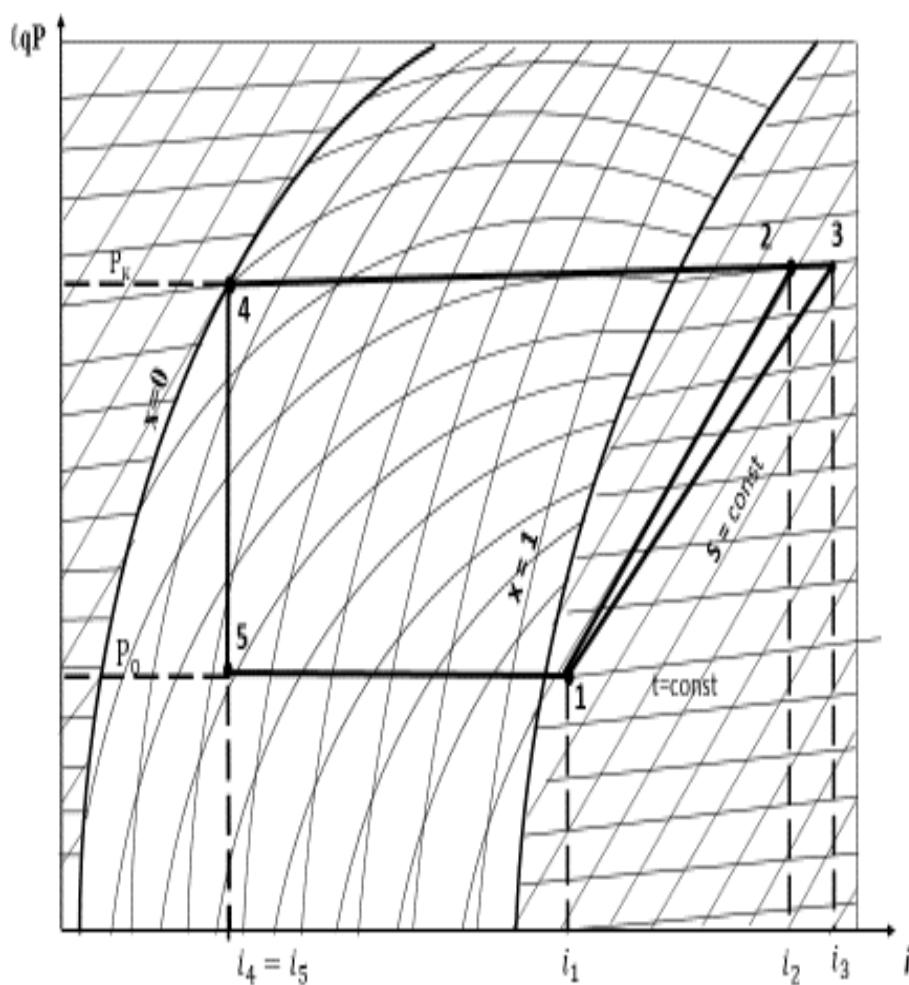


Рис. 1. Термодинамический цикл теплового насоса

Задание на практическое занятие № 5

№ вар.	$t, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{о}}, ^\circ\text{C}$	Хладагент	η , отн.ед.	η , мех. ед.
1.	30	93	0	R – 11	0,60	0,95
2.	35	80	20	R – 113	0,65	0,96
3.	40	70	10	R – 114	0,70	0,92
4.	45	65	20	R – 12	0,75	0,94
5.	30	52	10	R – 134a	0,60	0,93
6.	35	93	0	R – 11	0,65	0,95
7.	40	80	20	R – 113	0,70	0,98
8.	45	70	10	R – 114	0,75	0,96
9.	50	65	20	R – 12	0,60	0,94
10.	30	70	10	R – 114	0,65	0,92
11.	40	65	20	R – 12	0,70	0,98
12.	50	93	0	R – 11	0,75	0,96
13.	30	65	20	R – 12	0,60	0,97
14.	35	52	10	R – 134a	0,65	0,94
15.	40	93	0	R – 11	0,70	0,95
16.	45	65	20	R – 12	0,75	0,98
17.	50	80	20	R - 113	0,60	0,96
18.	30	70	10	R – 114	0,65	0,97
19.	35	93	0	R – 11	0,70	0,98
20.	40	70	10	R – 114	0,75	0,96
21.	45	65	20	R – 12	0,60	0,97

Лабораторная работа № 1

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА «ВОЗДУХ-ВОЗДУХ»

Описание лабораторной установки.

Лабораторный стенд «Обратные термодинамические циклы» ЭЛБ-171.031.01 (далее Стенд) обеспечивает проведение лабораторной работы по теплотехническим испытаниям теплового насоса.

Технические характеристики

Потребляемая мощность, Вт	1500
Электропитание: от однофазной сети переменного тока с рабочим нулевым и защитным проводниками напряжением, В	220
частота, Гц	50
Габаритные размеры, мм	
длина	1600
ширина	600
высота	1600
масса, кг	100

Основание Стенда представляет собой металлическую раму, на которой смонтированы:

- тепловой насос;
- модель помещения;
- блок управления;
- датчики температуры хладагента и воздуха;
- датчики давления;
- термоанемометр;
- датчик влажности.

Схема Стенда представлена на рис. 1.

Стенд состоит из следующих элементов:

- сварная рама из металлического профиля на колесах, покрытая порошковой краской;
- блок управления, включающий в себя:
 - автомат «Сеть» для включения/отключения питания оборудования стенда;
 - автомат «Сплит система» для включения/отключения питания теплового насоса;
 - USB разъем для подключения ПК;

- ЖК-дисплеи для отображения результатов измерений;
- кнопка «Режим» для переключения между экранами ЖК-дисплея;
- тепловой насос «воздух-воздух» с пультом дистанционного управления;
- датчики температуры;
- датчики давления хладагента;
- датчик влажности и температуры воздуха в модели помещения;
- термоанемометр переносной для определения температуры и скорости движения воздуха.

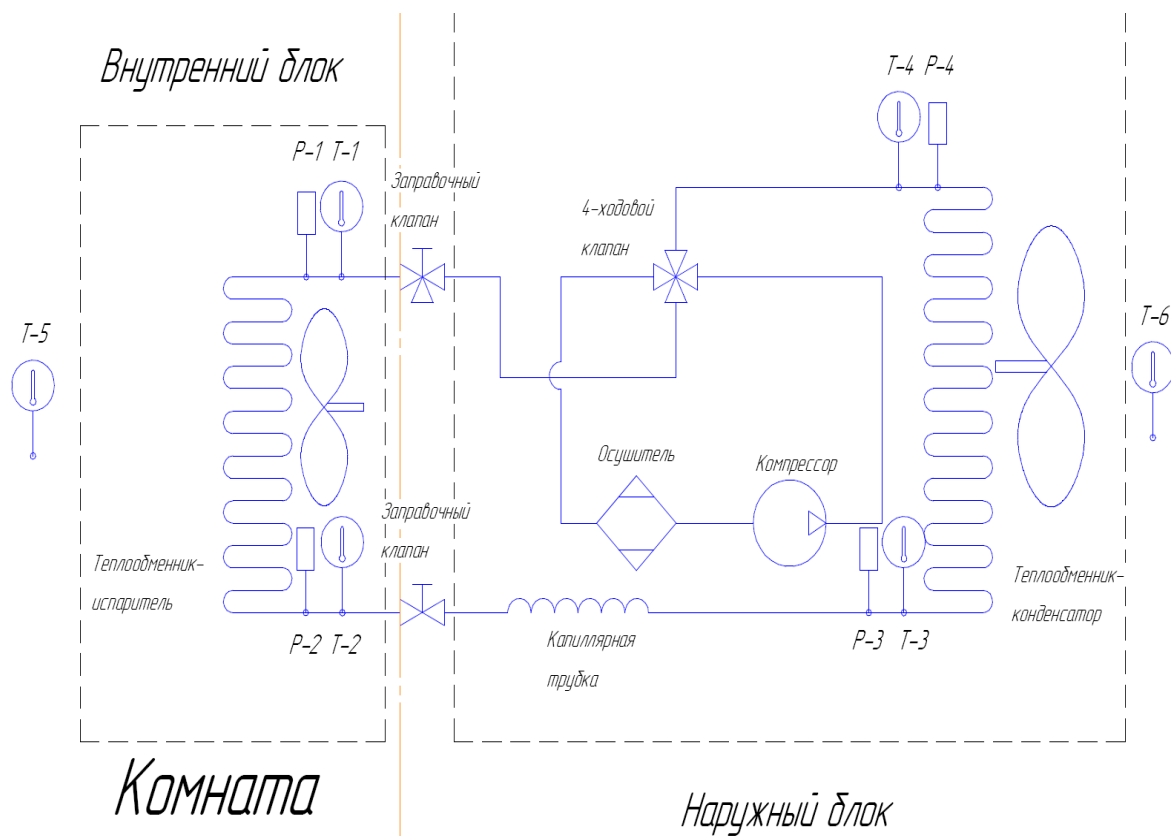


Рис. 1. Схема стенда по испытанию теплового насоса

Запуск теплового насоса осуществляется с помощью пульта дистанционного управления, поставляемого в комплекте. Для запуска необходимо привести пульт управления к внутреннему блоку, нажать на пульте кнопку включения и установить режим «HEAT» («НАГРЕВ») и температуру в модельном помещении.

Помимо датчика температуры, установленного во внутреннем блоке теплового насоса, в модели помещения установлены дополнительно датчик температуры и влажности. Показания встроенного и установленного в помещении датчиков температуры могут отличаться.

Для открытия модели комнаты необходимо потянуть «на себя» за внутренний край боковые рамки крепления прозрачной дверцы, при этом придерживая ее за ручки.

При работе в режиме «НЕАТ», фреон из компрессора поступает сначала в испаритель, работающий как конденсатор, затем в капиллярную трубку, в конденсатор и возвращается в компрессор.

Порядок выполнения работы

1. Подготовить Стенд к работе.
 2. Замерить температуру окружающего воздуха (t_o), занести показание в таблицу.
 3. Запустить тепловой насос и установить заданную преподавателем температуру $t_{зад}$ °С, занести её показание в таблицу.
 4. Следите за показаниями датчиков температур t_1 – t_4 (температуры хладагента в термодинамическом цикле), t_5 и t_6 (температуры воздуха) и давлений p_1 – p_4 (давления хладагента в термодинамическом цикле) на ЖК-дисплее. По достижению стационарного режима, когда показания датчиков $t_1...t_4$ перестанут изменяться или будут изменяться незначительно, включите переносной термоанемометр и определите значения:
 - температуры воздуха на выходе из внутреннего блока, $T_{вых}$, °С;
 - скорость воздуха на выходе из внутреннего блока, $C_{вых}$, м/с.
 5. Снять показание полной электрической мощности электродвигателя компрессора $N_{эд}$.
- ПРИМЕАНИЕ: НЕ ДОПУСКАЕТСЯ ИЗМЕРЕНИЕ СКОРОСТИ ВОЗДУХА ПРИ НЕ РАБОТАЮЩИХ ВЕНТИЛЯТОРАХ В РЕЖИМЕ САМООТКЛЮЧЕНИЯ!
6. Занести показания в таблицу.
 7. Выключить тепловой насос с помощью пульта управления, отключить питание Стенда;
 8. Навести порядок на рабочем месте.

Обработка результатов

1. Определить коэффициент преобразования теплового насоса по абсолютным значениям температур:

$$COP_T = T_{вых} / T_{вых} - T_o,$$

где $T_{вых}$, T_o – абсолютные значения температур воздуха на выходе из внутреннего блока и окружающей среды соответственно, К.

2. Определить коэффициент преобразования теплового насоса по значениям мощности:

$$COP_Q = Q_{ВБ} / N_{эд},$$

где $Q_{ВБ} = G_{ВБ} \times C_p \times \Delta T$ – тепловая мощность внутреннего блока, кВт;
 $G_{ВБ} = \rho_{возд} \times C_{вых} \times F$ – массовый расход нагретого воздуха во внутреннем блоке, кг/с;

F – площадь выходного сечения внутреннего блока, м²;

$\rho_{\text{возд}} = 1,23 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха.

Δt – разница температур воздуха на выходе и входе в блок, °C;

$C_p = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ - удельная теплоемкость воздуха.

3. Занести показания в таблицу результатов вычислений.

4. Проанализировать результаты, сравнить COP_T и COP_Q . Сделать выводы.

Таблица результатов измерений

$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{зад}}, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$t_5, ^\circ\text{C}$	$t_6, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$C_{\text{вых}}, \text{м/с}$	$N_{\text{эд}}, \text{кВт}$

Таблица результатов вычислений

$G_{\text{вб}}, \text{кг/с}$	$F, \text{м}^2$	$Q_{\text{вб}}, \text{кВт}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	COP_T	COP_Q

ЛИТЕРАТУРА

1. Холодильные машины: учебник для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин и др. – Л.: Машиностроение, Ленингр.отд-ие, 1985. – 510 с., ил.
2. Холодильная техника / В.П. Зайцев. – Л.: Госиздат торговой литературы, 1962. – 343 с., ил.
3. Тепловые насосы / Рей Д., Макмайл Д. (пер. с англ.). – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с., ил.
4. Алексеев Ю.Н., Крастелёв М.М. Пароэжекторные холодильные машины: учебное пособие. – Севастополь: СИЯЭиП, 1998. – 112 с., ил.
5. Программный комплекс «CoolPack». Скачивать по ссылке <https://coolpack.software.informer.com>

Учебное издание

Соколов Вячеслав Витальевич

**ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ
МАШИНЫ. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ.
ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Изд. № 78/2022. Объем 2,25 п.л. Усл. печ. л. 2,09. Уч.-изд. л. 2,205.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»