

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
“БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА”

Кафедра управления грузовой и коммерческой работой

И. С. ДЗЮБА, Е. В. НАСТАЧЕНКО

ПЕРЕВОЗКА
СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ

Лабораторный практикум

Гомель 2014

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
“БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА”

Кафедра управления грузовой и коммерческой работой

И. С. ДЗЮБА, Е. В. НАСТАЧЕНКО

ПЕРЕВОЗКА СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ

*Одобрено методической комиссией факультета
«Управление процессами перевозок» в качестве лабораторного практикума
для студентов специальности «Организация перевозок и управление
на железнодорожном транспорте»*

Гомель 2014

УДК 656.225.073.444(076.5)
ББК 39.28
Д43

Р е ц е н з е н т – канд. техн. наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» *И. Л. Чернин* (УО «БелГУТ»).

Дзюба, И. С.
Д43 Перевозка скоропортящихся грузов : лабораторный практикум / И. С. Дзюба, Е. В. Настаченко ; М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2014. – 47 с.
ISBN 978-985-554-286-6

Приведены краткие теоретические сведения, справочные материалы и методика выполнения лабораторных работ, а также порядок оформления отчетов.

Предназначен для студентов специальности «Организация перевозок и управление на железнодорожном транспорте» факультета «Управление процессами перевозок», а также может быть полезен студентам заочного факультета.

УДК 656.225.073.444(076.5)
ББК 39.28

ISBN 978-985-554-286-6

© Дзюба И. С., Настаченко Е. В., 2014
© Оформление. УО «БелГУТ», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Общие положения	4
Лабораторная работа № 1. Измерение температур.....	5
Лабораторная работа № 2. Измерение влажности и скорости движения воздуха, плотности растворов	12
Лабораторная работа № 3. Определение параметров влажного воздуха	19
Лабораторная работа № 4. Устройство и принцип действия парокомпрессионной холодильной машины.....	24
Лабораторная работа № 5. Расчет теоретического цикла работы холодильной машины	29
Лабораторная работа № 6. Расчет действительного цикла работы холодильной машины	36
Список литературы	39
Приложение А Параметры насыщенных паров.....	40
Приложение Б Физические свойства растворов.....	45
Приложение В Физические свойства влажного воздуха.....	47

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Скоропортящиеся грузы при перевозке требуют защиты от воздействия на них высоких или низких температур, ухода и особого обслуживания в пути следования.

На сохранность скоропортящихся грузов определяющее влияние оказывают факторы окружающей среды и режима хранения (рисунок 1).

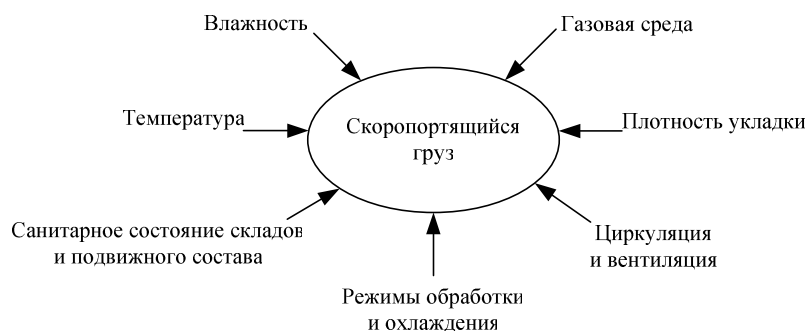


Рисунок 1 – Факторы, влияющие на сохранность скоропортящихся грузов

Цикл лабораторных работ предназначен для ознакомления студентов с современными контрольно-измерительными приборами, общим устройством холодильных установок, приобретением навыков при испытании и настройке холодильного оборудования, изучением методов и практических расчетов по теплоизоляции, определению параметров холодильных установок и окружающей среды, выбору оборудования, а также качеству и условиям перевозки скоропортящихся грузов.

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, студент обязан изучить материалы по теме, приведенные в настоящем лабораторном практикуме и рекомендуемой литературе, а также ознакомиться с приборами, машинами и аппаратами, которые будут использованы в работе.

Перед началом выполнения лабораторных работ преподаватель, ведущий лабораторные работы, знакомит студентов с правилами работы в лаборатории, техникой личной безопасности, порядком ведения тетради, табличных форм и записей в них, с правилами производства замеров, отсчетов, снятия показаний приборов, с порядком оформления и сдачи выполненных работ преподавателю.

Лабораторная работа № 1
ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР

Цель работы – ознакомление с температурными шкалами, устройством, принципом действия и правилами пользования различными термометрическими приборами, применяемыми на хладотранспорте.

Краткие сведения из теории

Поддержание заданного температурного режима – главное условие обеспечения сохранности скоропортящихся грузов при перевозках и хранении. Для решения этой задачи разрабатываются специальные замкнутые системы, оснащённые соответствующим энергетическим оборудованием, обеспечивающие отвод из грузовых помещений излишних теплопритоков и влаги.

Для того чтобы уметь оценивать и изменять температуру в заданных пределах, необходимо знать, что это за параметр и как его можно измерять. В природе ни один процесс не может протекать без разности некоторых потенциалов. Чтобы текла вода, нужна разность высот, чтобы протекал электрический ток, необходима разность потенциалов напряжения и т.д. В процессах теплообмена таким энергетическим потенциалом выступает температура. Тепловой поток всегда направлен от более высокого энергетического потенциала (температуры) к более низкому.

Таким образом, **температура** – это параметр состояния, определяющий степень нагретости тела. По своей сути это тепловой потенциал, который устанавливает направление самопроизвольного перехода теплоты. Как любой другой потенциал температура измеряется определёнными величинами, **градусами**. Базисными, реперными температурными точками приняты температуры точек:

- 1) плавления пресного водного льда при нормальном давлении;
- 2) кипения дистиллированной воды при нормальном давлении.

Для численного выражения температуры используют специальные шкалы. Наиболее распространёнными в мировой практике являются температурные шкалы Фаренгейта, Цельсия и др.

Шкала Фаренгейта предложена немецким физиком Габриелем Фаренгейтом в 1724 году. Градус Фаренгейта $1^\circ F = 1/180$ разности температур реперных точек, при этом точка таяния пресного льда по Фаренгейту соответствует $+32^\circ F$:

$$\frac{+32}{\quad} \quad \quad \quad \frac{+212}{\quad} \text{ } ^\circ F$$

Небольшая величина градуса Фаренгейта позволяет более дифференцированно и гибко оценивать колебания температуры. Поэтому шкала Фаренгейта достаточно широко известна и используется до настоящего времени в англоязычных странах, особенно на американском континенте.

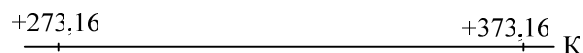
Шкала Цельсия предложена Андресом Цельсием в 1742 году. По этой шкале за начало отсчёта $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ принята первая реперная точка (температура таяния льда), а интервал между реперными точками разбит на 100 делений; таким образом, температура кипения воды при нормальном давлении по этой шкале составляет $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$:



Шкала очень популярна и широко используется во всём мире благодаря удобному сочетанию с 10-й системой счисления.

Шкала Кельвина – часто употребляемое название расчётной термодинамической шкалы, предложенной в 1848 году и названной по имени Уильяма Томсона (с 1892 года за научные заслуги – барон Кельвин). Это виртуальная, воображаемая шкала, которая используется только при тепловых расчётах. Термометров с такой шкалой не существует.

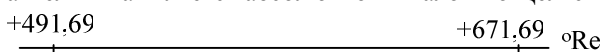
За начало отсчёта в этой шкале принят абсолютный нуль – температура, ниже которой дальнейшее охлаждение тела уже невозможно. При этом величина градусов Кельвина и Цельсия абсолютно одинакова, и отличаются эти шкалы только положением точки начала отсчёта:



Поскольку по шкале Кельвина нет отрицательных температур, то её ещё называют *абсолютной температурной* шкалой. Градус Кельвина, равный $1/273,16$ части термодинамической температуры тройной точки пресной воды, является основной единицей системы СИ.

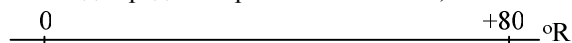
Менее известны и практически вышли из употребления шкалы Ренкина и Реомюра.

Шкала Ренкина является абсолютной шкалой по Фаренгейту, точно так же, как шкала Кельвина является абсолютной шкалой по Цельсию:



Точки отсчёта по Ренкину и Кельвину совпадают, поэтому $1\text{ K} = 1,8\text{ }^{\circ}\text{Re}$.

Ещё менее известна **шкала Реомюра** (предложена впервые в 1730 году и просуществовавшая до середины прошлого столетия):



По этой шкале за начало отсчёта принята температура первой реперной точки, при этом градус Реомюра $1\text{ }^{\circ}\text{R} = 1/80$ разности температур реперных точек, то есть $1\text{ }^{\circ}\text{R} = 5/4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Градус Реомюра оказался довольно крупным и не очень удобным, поэтому эта шкала перестала использоваться.

Сравнительные значения различных температурных шкал приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Соотношение значений температур в различных шкалах

Соотношение температур	t , °C (Цельсия)	T , К (Кельвина)	$t_{\text{ф}}$, °F (Фаренгейт)	T_{R} , °Re (Ренкина)	t_{R} , °R (Реомюра)
t , °C	–	$t + 273,16$	$1,8t + 32$	$1,8t + 491,67$	$0,8t$
T , К	$T - 273,16$	–	$1,8T - 459,67$	$1,8T$	$0,8T - 218,52$
$t_{\text{ф}}$, °F	$\frac{5}{9}(t_{\text{ф}} - 32)$	$\frac{5}{9}t_{\text{ф}} + 255,38$	–	$t_{\text{ф}} + 459,67$	$\frac{4}{9}(t_{\text{ф}} - 32)$
T_{R} , °Re	$\frac{5}{9}T_{\text{R}} - 273,16$	$\frac{5}{9}T_{\text{R}}$	$T_{\text{R}} - 459,67$	–	$\frac{4}{9}T_{\text{R}} - 218,52$
t_{R} , °R	$1,25t_{\text{R}}$	$1,25t_{\text{R}} + 273,16$	$2,25t_{\text{R}} + 32$	$2,25t_{\text{R}} + 491,67$	–

Для измерения температуры применяются различные термометры. Пользуясь значениями реперных точек, можно достаточно просто переводить температуры из одной шкалы в другую.

Наиболее широкое распространение в быту и на производстве получили **наполнительные термометры**, представляющие собой колбу с наполнителем, к которой припаяна капиллярная трубка. К капиллярной трубке жёстко крепиться разградуированная шкала (рисунок 1). В качестве наполнителя может использоваться любая жидкость, иногда подкрашенная (спирт, ртуть, толуол и др.). При изменении температуры происходит температурное расширение наполнителя и изменение его уровня в капиллярной трубке. Поэтому такие термометры ещё называют расширительными. Наполнительные термометры могут быть *прямо показывающие* (непосредственно реагирующие на изменение температуры) и *минимаксные* (фиксировать максимальную или минимальную температуры за время наблюдения).

Основной недостаток всех наполнительных термометров – жёсткое соединение датчика и шкалы, что не позволяет проводить измерение температур в труднодоступных, агрессивных и закрытых помещениях и зонах.

Самое широкое распространение в тепловой и холодильной технике получили **манометрические термометры**. Высокая надёжность, прочность, способность выносить динамические нагрузки (встряски, вибрации) позволили этим термометрам занять ведущее место в холодильной технике. Манометрический термометр представляет собой обычный манометр, имеющий герметическую замкнутую систему с манометрической пружиной, соединительной трубкой и термобаллоном, заправленным легко расширяемым веществом. При изменении температуры давление вещества в замкнутой

системе меняется, что регистрируется показаниями прибора. Такими термометрами оснащены все компрессорно-конденсаторные блоки транспортных и стационарных холодильных установок (рисунок 2).



Рисунок 1 – Наполнительные термометры



Рисунок 2 – Термометр манометрический электроконтактный ТГП-100 Эк

Несмотря на широчайшее распространение манометрических термометров в технике, им присущ один весьма серьёзный недостаток. Передача давления на расстояние весьма проблематична, так как за счёт трения в соединительной трубке давление падает. Поэтому действие манометрических термометров ограничено сравнительно небольшим расстоянием (до 3 метров), и точность этих приборов достаточно низкая.

Этого недостатка не имеют *электрические дистанционные термометры*. Устройство таких термометров достаточно простое. В уравновешенный мостик сопротивлений в одну диагональ подключается измерительный прибор, а в другую – источник питания. Одно из сопротивлений заменяют терморезистором, который способен изменять своё сопротивление в зависимости от степени его нагрева. Таким образом, при изменении температуры равновесие мостика сопротивлений нарушается, и стрелка прибора начинается отклоняться в одну или другую сторону (рисунок 3).

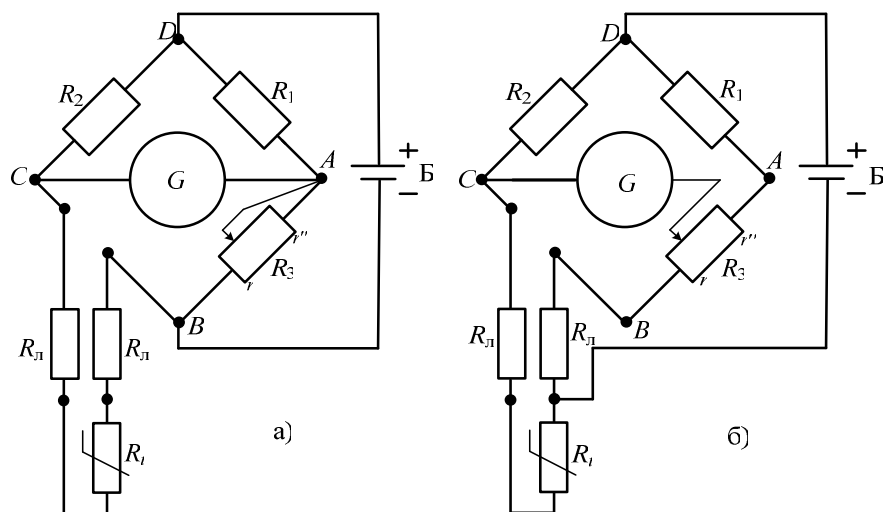


Рисунок 3 – Схема полупроводникового электрического термометра

Полупроводниковые термометры сопротивления (ТСПП) применяют для измерения температуры $(-90)–(+180)^\circ\text{C}$ в термореле, низкотемпературных регуляторах, термоэлектрических установках для экспресс-анализа. Принцип их действия основан на использовании зависимости электрического сопротивления полупроводника от температуры. Изменение электрического сопротивления при изменении температуры характеризуется температурным коэффициентом сопротивления

$$\alpha = (R_0 - R_t) / R_0 t,$$

где t – температура материала, $^\circ\text{C}$;

R_0, R_t – электросопротивление соответственно при 0°C и температуре t , Ом.

Уравновешенный мост (см. рисунок 3, а), используется для определения величины сопротивления при градуировке ТС и при измерениях температуры в лабораторных условиях. Нулевой метод измерения характеризуется

высокой точностью, так как исключается влияние окружающей температуры, магнитных полей и изменения напряжения батареи питания Б. Однако значительная погрешность может возникать при изменении сопротивления соединительных проводов $R_{л}$, что вызывается значительными сезонными и суточными колебаниями температуры в местах прохождения кабеля, соединяющего ТС и измерительный мост.

При измерениях на больших расстояниях применяется трехпроводная схема включения ТС (см. рисунок 3, б), в которой одна вершина диагонали питания (В) перенесена непосредственно к термометру. Для равновесия можно записать

$$(R_1 + r_3'') / (r_3' + R_{л}) = R_2 / (R_t + R_{л}),$$

откуда

$$R_t = R_2 (r_3' + R_{л}) / (R_1 + r_3'') - R_{л}.$$

Сопротивление проводов $R_{л}$ оказывается включенным в различные плечи моста, поэтому изменение их величины $\Delta R_{л}$ взаимно компенсируются.

Электрические дистанционные термометры имеют высокую точность измерения, практически не ограничены расстоянием. Кроме того имеется возможность отделения датчика – терморезистора от измерительного прибора через электрический разъём. Это позволяет устанавливать датчики в любом закрытом или трудно доступном месте, выводя на внешнюю панель только разъём, через который в любое время можно подключать измерительный прибор и измерять температуру.

Для возможности непрерывного наблюдения и регистрации температуры в камерах холодильника используют **термографы** (рисунок 4).

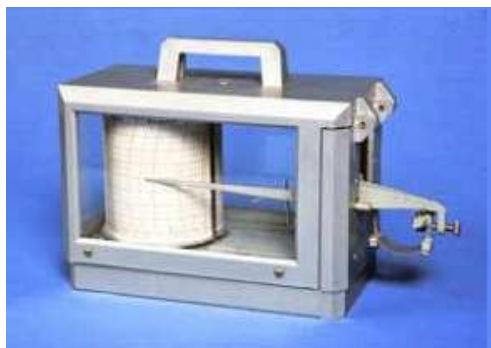


Рисунок 4 – Суточный термограф

Основным рабочим элементом термографа является биметаллическая пластинка. Эта пластинка состоит из двух тонких металлических полосок, плотно склепанных друг с другом. Одна полоска имеет высокий коэффициент линейного расширения, а вторая – низкий. При изменении температуры такая биметаллическая пластинка будет выпрямляться или изгибаться.

Один конец биметаллической пластинки жёстко крепится на специальном штативе, а второй конец соединяется через специальный механизм с пишущей стрелкой, которая непрерывно скользит по ленте. На ленту нанесена часовая и температурная сетки. Лентопротяжный механизм может выполняться в виде барабана (суточный термограф) или в виде двух катушек (недельный термограф).

Контактный термометр предназначен для включения его в электрические схемы автоматического поддержания постоянной температуры контролируемой среды (рисунок 5). Это особый наполнительный ртутный термометр. Ртуть выполняет роль электрического контакта, поэтому к ней подведён проводник. В капиллярную трубку термометра сверху введён подвижный контакт из тонкой посеребрённой проволоки. Подвижный контакт закреплён на гайке, которая перемещается по длинному винту. Вращая винт через систему магнитов, можно опускать или поднимать подвижной контакт, устанавливая заданный температурный уровень. С помощью электрической цепи можно отслеживать моменты замыкания контактов, включая или отключая нужные приборы или системы сигнализации.

Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы студент должен изучить существующие типы термометров, особенно те, которые используются в холодильной технике, ознакомиться с приборами, имеющимися в лаборатории хладотранспорта, и научиться выполнять поверки рабочих термометров по реперным точкам и методом сравнения с показаниями образцового термометра. В последнем случае целесообразно проводить сравнение с интервалом в 10–20 градусов, для чего обычно используется термостат.

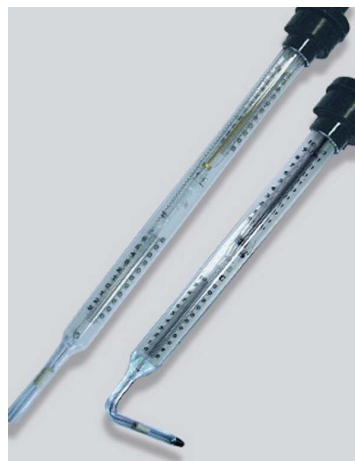


Рисунок 5 – Контактный термометр

Задание к лабораторной работе

1 По заданным значениям температур заполнить таблицу. Исходные значения температур задаются преподавателем.

Измерение	Цельсия, °С	Кельвина, К	Фаренгейта, °F	Ренкина, °Re	Реомюра, °R
1					
2					
3					
4					
5					

2 Привести краткую характеристику одного из термометров и принципиальную его схему устройства.

3 Выполнить поверки термометров и измерения температур реперных точек и температуры воздуха в лаборатории и заполнить таблицу.

Контрольные замеры	Показания термометров			Среднеарифметическое значение температур
	1	2	3	
0 °С				
100 °С				
Комнатная температура				
Максимальная погрешность				
Цена деления				

Контрольные вопросы

- 1 Преимущества и недостатки наполнительных термометров.
- 2 Особенности термодинамической шкалы Кельвина.
- 3 Основные недостатки манометрических термометров.
- 4 Как производится поверка термометров.
- 5 Как определить допустимую погрешность термометра.

Лабораторная работа № 2

ИЗМЕРЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА, ПЛОТНОСТИ РАСТВОРОВ

Цель работы – ознакомление с устройством, принципом действия приборов, используемых на хладотранспорте для измерения параметров воздушной среды и растворов.

Краткие сведения из теории

Основными параметрами режима хранения скоропортящихся грузов кроме температуры являются влажность и скорость циркуляции охлаждающей среды.

Влажность (наличие водяных паров в воздухе) существенно влияет на физические свойства воздуха и сохранность грузов. Влияние влажности на сохранность продуктов двояко. С одной стороны, при низкой влажности происходит интенсивная усушка скоропортящихся грузов за счёт испарения влаги, особенно свежей зелени и овощей. Поэтому желательно поддерживать при хранении грузов высокую влажность. Однако при высокой влажности и слабой циркуляции воздуха активизируется микрофлора. Появляются плесени, грибки и другие нежелательные явления. Поэтому для каждого груза разрабатываются рекомендуемые влажностные и температурные режимы хранения. Основное правило: чем ниже температура хранения, тем выше влажность воздуха. Различают абсолютную и относительную влажность.

Абсолютная влажность – массовое количество водяного пара в одном кубометре воздуха при фиксированных параметрах. Измеряется абсолютная влажность в $\text{кг}/\text{м}^3$, чаще – в $\text{г}/\text{м}^3$. Абсолютная влажность воздуха не может быть измерена приборами и вычисляется по специальным методикам. Так как при увеличении температуры воздуха количество удерживаемой влаги в 1 м^3 возрастает, то абсолютная влажность не позволяет судить о степени насыщения воздуха влагой. Другими словами, если известно, что в 1 м^3 воздуха содержится, к примеру, 6 г водяного пара, то возникает вопрос, много это или слишком мало, и с чем это можно сравнить. Чтобы ответить на подобные вопросы, вводится понятие относительной влажности.

Относительная влажность – отношение абсолютной влажности к максимально возможному количеству влаги в 1 м^3 воздуха, при котором наступает состояние насыщения. Её можно определить и как отношение плотности водяных паров в воздухе к плотности водяных паров, насыщающих воздух при той же температуре. Выражается относительная влажность в долях единицы или в процентах. По сути, относительная влажность показывает степень насыщения воздуха влагой при заданных параметрах.

Приборами можно измерить только относительную влажность. Эти приборы подразделяются на две группы: гигрометры и психрометры.

Гигрометры позволяют измерять относительную влажность воздуха непосредственно и имеют соответствующий рабочий элемент (датчик) и показывающий прибор со шкалой. Принцип действия гигрометров основан на свойстве некоторых материалов изменять свои физические параметры (длину, силу поверхностного натяжения, электропроводность и др.) в зависимости от влажности воздуха. Так, например, обезжиренный человеческий волос способен при повышении влажности растягиваться, удлиняться.

Если один конец такого волоса прикрепить к штативу, а второй – к стрелке на шарнире, то при изменении уровня влажности волос изменит свою длину, и стрелка отклонится (рисунок 1). В зависимости от

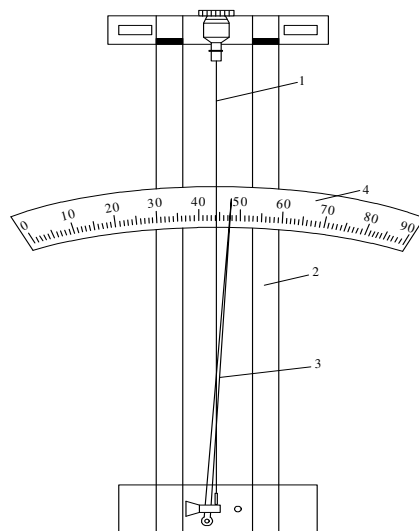


Рисунок 1 – Волосной гигрометр:
1 – обезжиренный человеческий волос;
2 – корпус; 3 – стрелка; 4 – шкала

рабочего элемента различают гигрометры волосные, мембранные, пленочные и др. Основной недостаток гигрометров – полная зависимость их показаний от состояния материала датчика, его основного свойства.

Поскольку рабочие элементы (датчики) гигрометров не могут быть абсолютно одинаковы, то и показания таких приборов будут различаться. Поясним на волосном гигрометре. Нельзя найти два одинаковых волоса, которые бы абсолютно одинаково удлинились при одной и той же влажности, к тому же нельзя абсолютно точно отмерять и их рабочие длины между закрепляющими винтами. Очевидно, что показания абсолютно одинаковых (на первый взгляд) гигрометров будут различаться. Поэтому все гигрометры нуждаются в постоянной настройке и корректировке их показаний. Настраивают и выполняют поверку гигрометров по другим, более надёжным и точным приборам – психрометрам.

Психрометрами можно определять относительную влажность только опосредованно с использованием специальных таблиц, графиков или диаграмм. В основу действия этих приборов заложен физический процесс (явление) – зависимость интенсивности испарения влаги от степени «сухости» воздуха: *чем ниже относительная влажность воздуха, тем интенсивнее происходит испарение*. Сам прибор (психрометр) (рисунок 2) представляет собой два одинаковых наполнительных термометра, смонтированных рядом на одной подставке. При этом на рабочем элементе (колбе) одного термометра закрепляется фитиль, который помещается своим концом в ёмкость с водой. Таким образом, один термометр всегда сухой, а другой – мокрый, постоянно смачивается водой. Так как при испарении происходит уменьшение внутренней энергии и понижение температуры, то мокрый термометр будет показывать более низкую температуру. Чем ниже относительная влажность, тем интенсивнее происходит испарение и тем большая разность в показаниях термометров. По разности показаний термометров и температуре воздуха в камере определяется относительная влажность. Для этого разработаны специальные таблицы и графики.

В зоне работы термометров психрометра ВИТ-1 (см. рисунок 2, а) при неподвижном воздухе в камере может создаваться определённый микроклимат (воздух как бы «застаивается»). В аспирационном психрометре Асмана (см. рисунок 2, б) этого недостатка нет, так как воздух с помощью небольшой крыльчатки медленно (0,2 м/с) просасывается через каналы, где установлены термометры.

Студент должен изучить устройство и принцип действия приборов для измерения относительной влажности воздуха и выполнить замеры влажности в лаборатории.

Скорость движения воздуха в холодильных камерах и в воздуховодах охлаждающих систем измеряется различными анемометрами (рисунок 3). Эти приборы представляют собой вертушки различной конструкции, снабжённые счётчиком оборотов. В зависимости от конструкции вертушки различают анемометры чашечные, лепестковые и др.

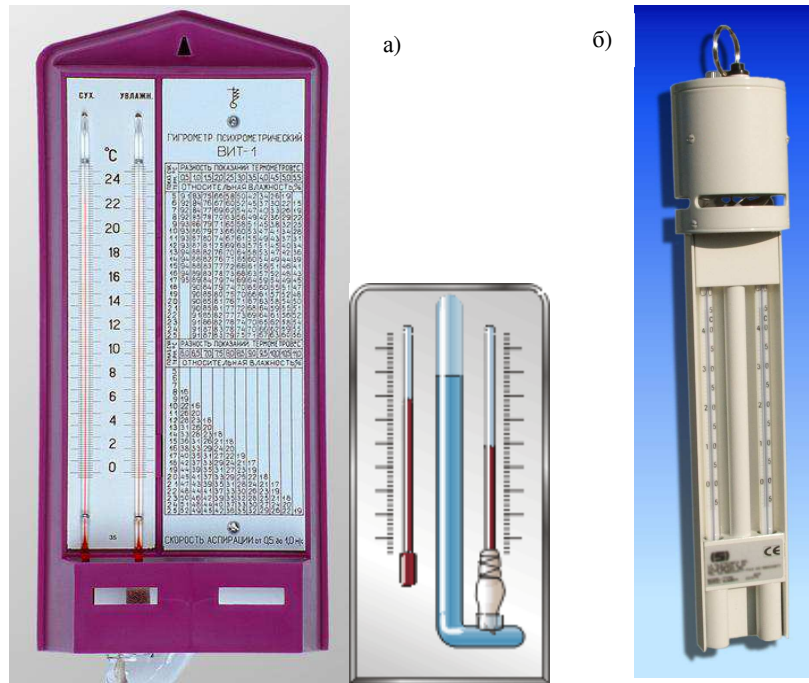


Рисунок 2 – Психрометры:
a – психрометр ВИТ-1; *б* – аспирационный психрометр Асмана

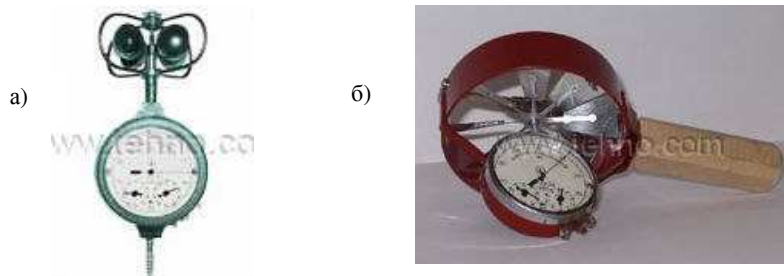


Рисунок 3 – Общий вид анемометров:
a – механический чашечный МС-13; *б* – механический крыльчатый АСО-3

Чем выше скорость движения воздушных масс, тем быстрее вращается вертушка. Обычно число оборотов n вертушки за секунду соответствует скорости движения воздуха v , м/с. Реже они связаны функциональной зави-

симостью, т.е. $v = f(n)$, о чём указывается в паспорте прибора. В этом случае к прибору прикладываются переводные таблицы или графики. Для определения скорости движения воздуха фиксируют начальное показание счётчика (n_n), а затем через определённое время t снимается конечное показание (n_k). Таким образом, $v = (n_k - n_n) / t$.

В опытах обычно принимают время наблюдения t от 10 до 60 секунд. При известной площади сечения воздуховода f расход воздуха за час ($m^3/ч$) определяется из выражения

$$V_v = 3600 vf.$$

Несмотря на свою простоту, устройства измерения скорости воздуха обычными анемометрами связаны с определёнными трудностями (длительность наблюдения, последующие расчёты). Поэтому на метеостанциях и в производственных условиях часто используют индукционные анемометры. Они бывают двух типов – механические и электрические. Суть их действия в том, что они автоматически определяют скорость воздуха по угловой скорости вращения вертушки. В механических индукционных анемометрах это происходит с помощью гироскопного механизма (наподобие работы спидометра в автомобиле), и стрелка на шкале сразу показывает скорость движения воздуха.

В электрических индукционных анемометрах (рисунок 4) вертушка вращает ротор микрогенератора: чем выше скорость, тем большее напряжение на выходе. Скорость воздуха с интервалом 5 или 10 секунд высвечивается на табло-индикаторе.



Рисунок 10 – Индукционные анемометры

Студент должен изучить устройство и принцип действия приборов для измерения скорости движения воздуха и выполнить соответствующие измерения.

В стационарных холодильных складах широко используются рассольные системы охлаждения. Чтобы охладить огромное помещение, у стен или на потолке устанавливаются теплообменные аппараты (батареи) наподобие тех, которые устанавливаются в квартирах для отопления. В эти батареи подаётся рассол, который охлаждается в испарителе холодильной машины до очень низких температур. Поэтому необходимо иметь понятия об основных свойствах рассолов – водных растворов солей. Вторая часть работы связана с приготовлением рассола хлористого натрия NaCl (поваренной соли) заданной концентрации и определением его параметров. К параметрам рассола, которые можно непосредственно измерить, относятся температура и плотность, остальные параметры устанавливаются по таблицам физических свойств растворов солей.

Плотность рассола (масса единицы объёма) измеряется приборами, называемыми ареометрами. **Ареометр** – это поплавков с вертикальной шкалой. Чем меньше плотность жидкости, тем больше глубина погружения поплавка, и наоборот. По уровню погружения шкалы ареометра и определяют плотность раствора. Поскольку диапазон плотностей различных жидкостей довольно большой, ареометры изготавливают в виде набора поплавков с различным количеством балласта внутри них так, что каждый ареометр позволяет покрывать определённый интервал диапазона. И ещё одно замечание: ареометр измеряет физический параметр раствора (плотность), который никоим образом не связан с химическим составом жидкости (так, например, плотность спиртового раствора и бензина может оказаться одинаковой), поэтому присваивать ареометрам не свойственные им функции и называть их, например, *спиртометрам* нельзя.

Порядок выполнения работы

В лабораторной работе студенту предлагается приготовить раствор соли с заданными параметрами в следующем порядке:

1 По таблице физических свойств растворов NaCl и заданному значению параметра (к примеру, температуре замерзания) устанавливается процент соли в растворе p .

2 Взвешивается (отмеряется) нужное количество воды G_v .

3 Рассчитывается потребное количество соли G_c и отвешивается на весах. Для вышеперечисленных величин существует аналитическая связь

$$G_c = G_v p / (1 - p).$$

4 Соль смешивается с водой и проверяется с помощью ареометра плотность приготовленного раствора.

Иногда возникает необходимость решения обратной задачи – определение количества соли, растворённой в заданном объёме рассола V_p . Подобные задачи решаются следующим образом:

- 1 Измеряется объём рассола V_p .
- 2 С помощью ареометра измеряется плотность раствора.
- 3 По таблице физических свойств растворов NaCl и плотности γ устанавливается процент соли в растворе p .
- 4 Рассчитывается количество растворённой соли по формуле

$$G_c = V_p \gamma p.$$

В приведенных выше зависимостях величина p должна выражаться в долях единицы.

Задание к лабораторной работе

- 1 Измерение относительной влажности воздуха.
После изучения и настройки приборов, имеющихся в лаборатории, определить относительную влажность воздуха в помещении.
- 2 Измерение скорости движения воздуха:

Измерение	Продолжительность измерения t , с	Показания анемометра		Число оборотов		Скорость v , м/с
		начальное n_n	конечное n_k	общее $n_k - n_n$	за 1 с $(n_k - n_n)/t$	
1	20					
2	40					
3	60					

Скорость движения воздуха в каждом конкретном эксперименте

$$v = (n_k - n_n) / t.$$

Средняя скорость движения воздуха

$$v_{cp} = (20v_1 + 20v_2 + 20v_3) / 120.$$

Скорость движения воздуха по показаниям индукционного анемометра составляет $v =$.

- 3 Определение параметров рассола.

Задана масса воды $G_b =$ г.

Приготовить рассол с температурой замерзания $t_3 =$ °С.

Параметры полученного раствора свести в таблицу:

Масса, г		Процент соли p	Плотность γ , г/см ³		Температура замерзания t_3 , °С	
воды	соли		теор.	факт.	теор.	факт.

- 4 Определение процента и количества соли в растворе.

Задан объём рассола $V_p =$ см³.

Параметры полученного раствора:

Объём раствора, см ³	Плотность, г/см ³	Процент соли	Температура замерзания, °С	Масса соли, г

Контрольные вопросы

- 1 Что такое влажность?
- 2 Понятие абсолютной влажности
- 3 Понятие относительной влажности
- 4 Принцип действия гигрометров
- 5 Устройство психрометров
- 6 Какими приборами измеряется скорость движения воздушной среды?
- 7 Как и чем измеряется плотность рассолов и других жидкостей?
- 8 Принцип действия приборов для измерения расхода жидкости.

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Цель работы – изучение алгоритма определения параметров влажного воздуха с помощью ($i-d$)-диаграмм.

Краткие сведения из теории

Основными условиями сохранности скоропортящихся грузов при их хранении и транспортировке считаются:

- поддержание оптимального температурно-влажностного режима и скорости движения (циркуляции) охлаждающей среды;
- обеспечение санитарного состояния грузовых помещений, оборудования и инвентаря;
- отсутствие внешних источников заражения и резких запахов и др.

При этом первостепенное значение имеет поддержание оптимального температурно-влажностного режима в грузовом помещении. Поскольку основной охлаждающей средой для подавляющего числа скоропортящихся грузов при хранении служит атмосферный воздух, необходимо уметь быстро и правильно находить его параметры в различных практических ситуациях, наиболее распространёнными из которых являются:

- смешивание нескольких воздушных масс (потоков) с известными параметрами и определение параметров воздуха после смешивания;
- определение по известным параметрам воздуха количества воды, которое надо испарить (или поглотить), чтобы получить заданную относительную влажность;
- установление возможности выделения конденсата на поверхности груза при погрузке по известной температуре в камеру хранения и наружного воздуха.

Выделение влаги на поверхности продукта является крайне не желательным из-за возникновения благоприятной среды для развития микрофлоры и развития плесеней. В то же время в камерах хранения поддерживается довольно высокая относительная влажность (75–90 %), поэтому отвести сконденсировавшуюся воду довольно сложно. Указанные задачи решаются доста-

точно просто и быстро при помощи специальных таблиц или ($i-d$)-диаграмм. Для лучшего понимания диаграммы напомним некоторые основные параметры и определения.

Воздух состоит из смеси газов (азота, кислорода, неона, гелия и др.) и водяных паров и характеризуется различными параметрами.

Плотность ρ – масса воздуха, отнесённая на занимаемый им объём V , кг/м^3 , т.е. это масса единицы объёма

$$\rho = G/V.$$

Если в воздухе присутствует водяной пар, то такой воздух считается влажным. Под **влажностью воздуха** понимают содержание водяных паров. Влажность воздуха характеризуют влажосодержанием и абсолютной влажностью.

Влажосодержание воздуха d (кг/кг или г/кг) – масса водяных паров, находящихся в 1 кг сухого воздуха.

Абсолютная влажность воздуха φ_d (кг/м^3 или г/м^3) – масса водяных паров, находящихся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность не может быть измерена, однако она просто вычисляется по известным значениям влажосодержания d и плотности ρ :

$$\varphi_d = d\rho.$$

Предельное количество паров воды в воздухе зависит от его температуры и давления. При повышении температуры атмосферного воздуха предел насыщения парами увеличивается. Для оценки степени насыщения воздуха водяными парами вводится понятие относительной влажности.

Давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяных паров. Чем больше влажосодержание воздуха, тем выше **парциальное давление водяных паров** p .

Относительная влажность φ (степень его насыщения водяными парами) – отношение фактической абсолютной влажности к максимальной массе водяных паров, удерживаемых в 1 кг воздуха при той же температуре в состоянии насыщения. Для сухого воздуха относительная влажность $\varphi = 0$, у насыщенного воздуха $\varphi = 1$. Относительную влажность часто выражают в процентах.

Относительная влажность воздуха φ определяется отношением парциального давления водяных паров в воздухе p_n к давлению водяных паров в насыщенном воздухе p_n при той же температуре, а для температур ниже 15°C она приблизительно равна отношению влажосодержания воздуха d к влажосодержанию насыщенного воздуха d_n :

$$\varphi = p_n/p_n \approx d/d_n.$$

При понижении температуры воздуха (например, в воздухоохладителе) его относительная влажность повышается, т. е. насыщение водяными пара-

ми увеличивается, и наступает момент, когда влага начинает выпадать в виде конденсата. Примером может служить туман, состоящий из насыщенного воздуха и мельчайших капелек воды, находящихся во взвешенном состоянии. При охлаждении воздуха до состояния насыщения ($\varphi = 100\%$) при постоянном влагосодержании ($d = \text{const}$) получают *точку росы*, а при постоянной энтальпии ($i = \text{const}$) – *температуру мокрого термометра*.

Точка росы t_p – температура, при которой воздух с данным влагосодержанием становится насыщенным. При охлаждении воздуха ниже точки росы влага выпадает в виде росы или инея.

Температура мокрого термометра t_m – наибольшая температура твёрдого тела, на котором выделяется влага из воздуха. Она соответствует температуре предела охлаждения воды при заданных параметрах воздуха.

Процессы взаимодействия воздуха с водой сопровождаются переносом теплоты и влаги от одной среды к другой. При переносе теплоты среды охлаждаются или нагреваются, а при переносе влаги происходит её испарение или конденсация на поверхности раздела (осушение или увлажнение воздуха).

На линии раздела (соприкосновения) воздух и вода находятся в состоянии равновесия. Воздух имеет 100%-ю относительную влажность и одинаковую с водой температуру. Такое состояние воздуха характеризуется кривой насыщения ($\varphi = 1$). Парциальное давление водяного пара в насыщенном воздухе непосредственно у поверхности воды p_n отличается от давления водяного пара p_n в воздухе, удалённом от поверхности воды. Из-за разности парциальных давлений $p_n - p_n$ происходит влажностный обмен между водой и воздухом, а также теплообмен, так как вместе с паром в воздух переносится и теплота, затраченная на его образование. Кроме того, имеет место конвективный теплообмен вследствие разности между температурами воздуха и воды. Если температура поверхности воды выше точки росы, то вода испаряется и воздух увлажняется. Если температура воды ниже точки росы, то происходит конденсация водяного пара из воздуха на поверхность воды, и воздух осушается.

Конденсация влаги из воздуха (его осушение) происходит при соприкосновении с любой поверхностью (например, воздухоохладителя), температура которой ниже точки росы.

Диаграмма влажного воздуха [($i-d$)-диаграмма] позволяет достаточно быстро и точно определять все параметры воздуха. Любая точка на диаграмме соответствует строго определённом состоянию воздуха. Чтобы зафиксировать такую точку, *необходимо и достаточно знать два любых основных параметра*. Диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135° (рисунок 1). По оси абсцисс откладывают влагосодержание воздуха d , а по оси ординат – температуру t . Линии постоянных энтальпий $i = \text{const}$ проведены наклонно.

Начало отсчёта энтальпий соответствует температуре $t = 0$ °С и влагосодержанию $d = 0$. На диаграмме наносятся дугообразные кривые постоянных относительных влажностей $\varphi = \text{const}$, линии плотностей воздуха $\rho = \text{const}$, а на вспомогательной шкале – линии парциальных давлений водяного пара $p_n = \text{const}$. Линия $\varphi = 1$ (100 %) разделяет область влажного ненасыщенного воздуха и область тумана. Эта линия характеризует максимально возможное насыщение воздуха влагой при данной температуре.

При определении параметров воздуха после смешивания нескольких воздушных масс вначале устанавливают для каждого смешиваемого j -го объёма (массы) энтальпию i_j и влагосодержание d_j , а также вычисляют, при необходимости, массу g_j . По законам сохранения массы и энергии для смешанного воздуха справедливы следующие положения.

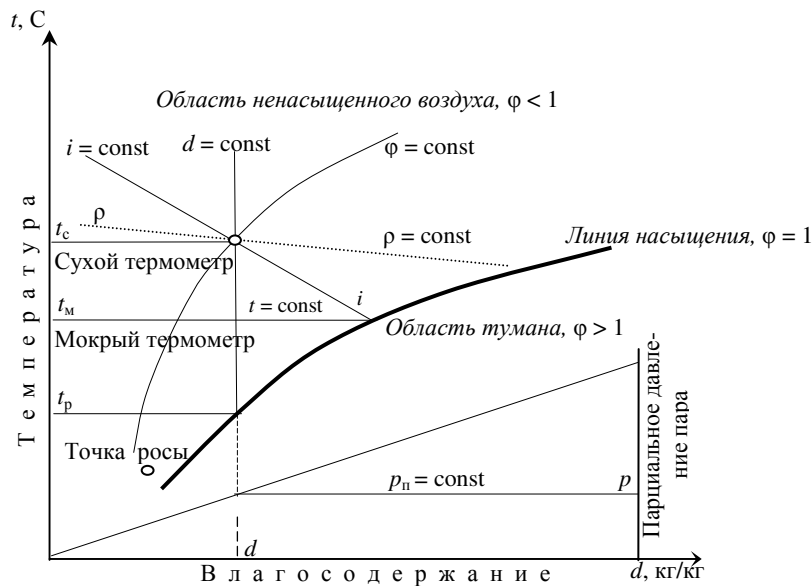


Рисунок 1 – Структура $(i-d)$ -диаграммы влажного воздуха

Общая масса воздуха, кг,

$$G = g_1 + g_2 + g_3 + \dots + g_n = \sum_{j=1}^n g_j .$$

Влагосодержание после смешивания, г/кг,

$$D = (g_1 d_1 + g_2 d_2 + g_3 d_3 + \dots + g_n d_n) / G .$$

Теплосодержание (энтальпия) после смешивания, ккал/кг,

$$I = (g_1 i_1 + g_2 i_2 + g_3 i_3 + \dots + g_n i_n) / G.$$

Если известна доля каждого потока в общей массе $a_j = g_j / G$, при этом $a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n = 1$, то вышеприведенные выражения можно представить в виде

$$D = a_1 d_1 + a_2 d_2 + a_3 d_3 + \dots + a_n d_n = \sum_{j=1}^n a_j d_j;$$

$$I = a_1 i_1 + a_2 i_2 + a_3 i_3 + \dots + a_n i_n = \sum_{j=1}^n a_j i_j.$$

По высчитанным значениям энтальпии и влагосодержания на $(i-d)$ -диаграмме (на пересечении этих линий i и d) находят точку состояния воздуха после смешивания и устанавливают все необходимые значения параметров воздуха.

Порядок выполнения работы

1 В камерах хранения с заданными объёмами грузовых помещений поддерживаются определённые параметры воздуха:

Камеры хранения	Объём, м ³	Масса, кг	Доля, %	Параметры влажного воздуха										
				t_c , °C	t_m , °C	t_p , °C	φ , %	d , г/кг	i , ккал/кг	ρ , кг/м ³	$P_{\text{нп}}$, мм.рт.ст	$\Phi_{\text{д}}$, г/м ³		
1														
2														
3														
Смешан.														

В процессе перегрузки воздушные массы камер перемешались. Установить параметры воздуха после смешивания. Исходные данные задаются преподавателем.

2 В камере должна поддерживаться температура t , °C, при относительной влажности φ , %. Фактическая влажность составляет $\varphi =$ %. Сколько нужно испарить (отвести) воды для поддержания оптимального режима хранения.

3 Перегружаемый продукт имеет температуру $t =$ °C. Определить максимальную температуру в вагоне при погрузке, чтобы избежать появления конденсата влаги на поверхности продукта, если относительная влажность $\varphi =$ %.

Контрольные вопросы

- 1 Что значит – температура мокрого термометра?
- 2 Что значит – температура точки росы?
- 3 Какие параметры влажного воздуха не относятся к основным?
- 4 Парциальное давление водяного пара и его влияние на процессы испарения, конденсации.

Лабораторная работа № 4

**УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ
ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Цель работы – изучение в реальных условиях работы устройства и назначения основных элементов фреоновой одноступенчатой холодильной машины, установленной в лаборатории.

Краткие сведения из теории

Для промышленного получения холода наиболее широко используется машинное охлаждение, которое связано с использованием *холодильных установок*. Холод от холодильной установки подаётся потребителю либо в виде сжиженного или сжатого *холодильного агента* (при непосредственном охлаждении), либо в виде охлаждённого *холодильного теплоносителя* (охлаждение теплоносителями). В холодильной технике применяется несколько систем холодильных машин: сорбционные, парожетторные, пароконденсационные, воздушно-расширительные и др.

Холодильная машина осуществляет непрерывный перенос тепла с помощью холодильного агента от объектов с более низкой температурой к телам, имеющим более высокую температуру. Работа холодильных машин базируется на двух законах термодинамики. Первый закон сохранения энергии устанавливает эквивалентность тепла и работы, возможность перехода их друг в друга, второй – возможность передачи тепла от холодного тела к горячему, только с обязательной затратой внешней энергии.

На производственных и транспортных холодильных складах, на транспортных средствах железных дорог и автомобильного транспорта применяют, как правило, *компрессионные холодильные машины – основной генератор искусственного холода в современных условиях*.

Холодильная машина состоит из четырёх главных элементов: компрессора, конденсатора, регулирующего вентиля и испарителя, которые расположены в строго определённом порядке и соединены между собой трубопроводами.

Компрессор предназначен для нагнетания газообразных паров хладагента в конденсатор. Он соединён с испарителем всасывающим трубопроводом, по которому отсасывает пары хладагента из испарителя. Сжатые пары выталкиваются по нагнетательному трубопроводу в конденсатор. Компрессор откачивает пары хладагента из испарителя, сжимая их и нагнетая в конденсатор, обеспечивает, таким образом, циркуляцию хладагента по всей системе. Главное, что в результате сжатия компрессор производит нагрев хладагента до температуры гораздо более высокой, чем у охлаждающей среды.

При сухом ходе поршня компрессор засасывает из испарителя только сухие пары хладагента, а при влажном – пары, содержащие взвешенные частицы жидкости. Работа при сухом ходе поршня обычно сопровождается перегревом паров хладагента. Теоретически работать с насыщенным паром более выгодно, так как такой процесс в большей степени приближается к обратному циклу Карно. С другой стороны, работа с перегретым паром обеспечивает большую экономичность действительного цикла холодильной машины и устраняет возможность гидравлического удара в компрессоре.

Конденсатор представляет, по сути, промежуточную ёмкость, в которой временно хранится под большим давлением жидкий хладагент. Здесь же происходит отвод тепла от горячих паров хладагента в окружающую среду. В конденсатор пары холодильного агента поступают от компрессора под высоким давлением и с высокой температурой. В результате этого создаются благоприятные условия для отдачи энергии в окружающую среду. Отдавая тепловую энергию, пары конденсируются, и хладагент превращается в жидкость при температуре более высокой, чем температура охлаждающей его воды или воздуха. Температура и давление конденсации зависят от температуры и количества охладителя. Чем больше расход охладителя и чем он холоднее, тем ниже температура конденсации. Давление в конденсаторе определяют по манометрам.

Регулирующий вентиль необходим для дросселирования жидкого хладагента с понижением давления и температуры. Жидкий хладагент поступает из конденсатора в регулирующий вентиль при температуре несколько выше окружающей среды. Здесь он проталкивается через узкое отверстие в большой объём с малым давлением. В результате этого частицы холодильного агента распыляются, сокращается скорость их движения, межмолекулярные связи разрушаются, что ведёт к поглощению внешней энергии и снижению температуры. Этот процесс принято называть *дросселированием*. Таким образом, обеспечивается резкое падение температуры холодильного агента ниже температуры охлаждаемого тела, и создаются благоприятные условия отбора энергии у последнего.

Вторая не менее важная функция регулирующего вентиля – поддержание давления в конденсаторе. Ограничивая из-за малого проходного отверстия пропускную способность трубопровода и исполняя роль своеобразной заглушки, он позволяет создавать в конденсаторе необходимое давление для получения жидкого хладагента при высоких температурах.

Испаритель предназначен для кипения хладагента при низкой температуре и соответствующем ей давлении. Жидкость поступает в испаритель при низкой температуре, поэтому здесь происходит отбор тепла от охлаждаемого тела. За счёт этой энергии холодильный агент кипит и переходит в пар. Процесс кипения хладагента в испарителе, где собственно и получается холод, будет продолжаться до тех пор, пока в нем будет поддерживаться

низкое давление. Чем ниже должна быть температура охлаждаемого объекта, тем ниже давление в испарителе. Таким образом, обеспечивается процесс передачи тепла от охлаждаемого тела в окружающую среду. Из испарителя пары хладагента отсасываются компрессором, и процесс повторяется.

Чтобы охлаждаемое тело не имело контакта с внешними источниками тепла, испаритель (морозильная камера) размещается в теплоизолирующем контуре. Если испаритель разместить в окружающей среде (например, в море), а конденсатор – в изолированном помещении, то вместо холодильной машины получим тепловой насос для обогрева.

Перечисленные четыре элемента холодильной машины (*компрессор, конденсатор, регулирующий вентиль и испаритель*) являются основными и обязательно присутствуют в любой компрессионной машине. Ни один из них не может быть исключён из схемы холодильной машины, не может также быть нарушена и последовательность их расположения. Однако для повышения эффективности работы холодильной машины, безопасности её эксплуатации в схему включают *дополнительные элементы* [теплообменник (переохладитель), осушительные фильтры, отделители жидкости и др.].

Теплообменник (переохладитель) – исключительно полезный элемент холодильной машины. Чтобы снизить потери от дросселирования, можно понизить температуру жидкого хладагента перед регулирующим вентилем ниже температуры конденсации. Это достигается в специальных аппаратах – *переохладителях* с применением более холодных охлаждающих сред. Такой же эффект можно получить в *теплообменнике*, где жидкость, поступающая из конденсатора, охлаждается за счёт перегрева пара, всасываемого из испарителя. Этот регенеративный теплообмен применяют для хладагентов с небольшим отношением скрытой теплоты парообразования к теплоёмкости жидкости (крион-12, крион-22). Использование теплообменника особенно оправдано, когда пар, поступающий в компрессор, должен быть перегретым для уменьшения растворения рабочего вещества в масле.

В теплообменнике холодильный агент, поступающий в систему охлаждения (испаритель), проходя по змеевику, дополнительно охлаждается за счёт отработанного хладагента, выходящего из испарителя. Снижение температуры жидкого хладагента на 5–8 °С позволят значительно увеличить холодопроизводительность машины. Хладагент, отсасываемый из испарителя в компрессор, в теплообменнике перегревается, превращаясь в сухой пар. Это позволяет избежать попадания в компрессор жидкости, исключая возможность гидравлического удара.

Наличие трущихся частей в компрессоре вызывает необходимость смазки, что приводит к уносу некоторого количества масла парами хладагента. В хладагент могут также попасть механические примеси, металлическая пыль, вода. Поэтому перед регулирующим вентилем устанавливают *осушительный фильтр*, позволяющий задерживать нежелательные компоненты для предотвращения засорения терморегулирующего вентиля и образования ледяных про-

бок в трубопроводах. В аммиачных холодильных машинах между компрессором и конденсатором устанавливают *маслоотделитель*. За счёт изменения направления и скорости движения паров масло отделяется от холодильного агента и осаждается на дне. Принципиальная схема фреоновой холодильной машины с теплообменником приведена на рисунке 1.

На рисунке 1 показана также схема подключения *терморегулирующего вентиля*. Герметическая силовая система терморегулирующего вентиля включает кожух вентиля, капиллярную трубку и термодатчик (термобаллон). Термодатчик закрепляется на всасывающем трубопроводе и быстро реагирует на колебания температуры, изменяя давление внутри контура. Это давление передаётся на мембрану, расположенную под кожухом вентиля, которая с помощью игельчатого клапана управляет подачей хладагента в испаритель.

Чем выше температура выходящего из испарителя хладагента, тем больше его подача через вентиль. В жидкий хладагент, поступающий из теплообменника, могут попадать несконденсировавшиеся пары, которые отводятся из терморегулирующего вентиля во всасывающий трубопровод по специальной трубке (на рисунке показана штриховой линией). В холодильной машине циркулирует одно и то же количество хладагента, изменяющего лишь свое агрегатное состояние при кипении и конденсации. Следовательно, цикл работы холодильной машины не сопровождается расходом хладагента, если нет его утечки в соединениях и трубопроводах.

Холодильная машина является основой любой промышленной или транспортной *холодильной установки*. Если холодильная установка оснащена несколькими компрессорами, их соединяют между собой общим трубопроводом. На этом трубопроводе располагают запорные вентили, позволяющие переключать компрессоры на различные всасывающие магистрали.

Задание к лабораторной работе

Изучить в реальных условиях устройство и назначение основных элементов и вычертить принципиальную схему фреоновой холодильной машины, установленной в лаборатории.

Контрольные вопросы

- 1 Основные элементы одноступенчатой холодильной установки.
- 2 Назначение компрессора.
- 3 Назначение конденсатора.
- 4 Функции регулирующего вентиля.
- 5 Назначение испарителя.
- 6 Какую роль играет теплообменник?
- 5 Назначение осушительного фильтра.

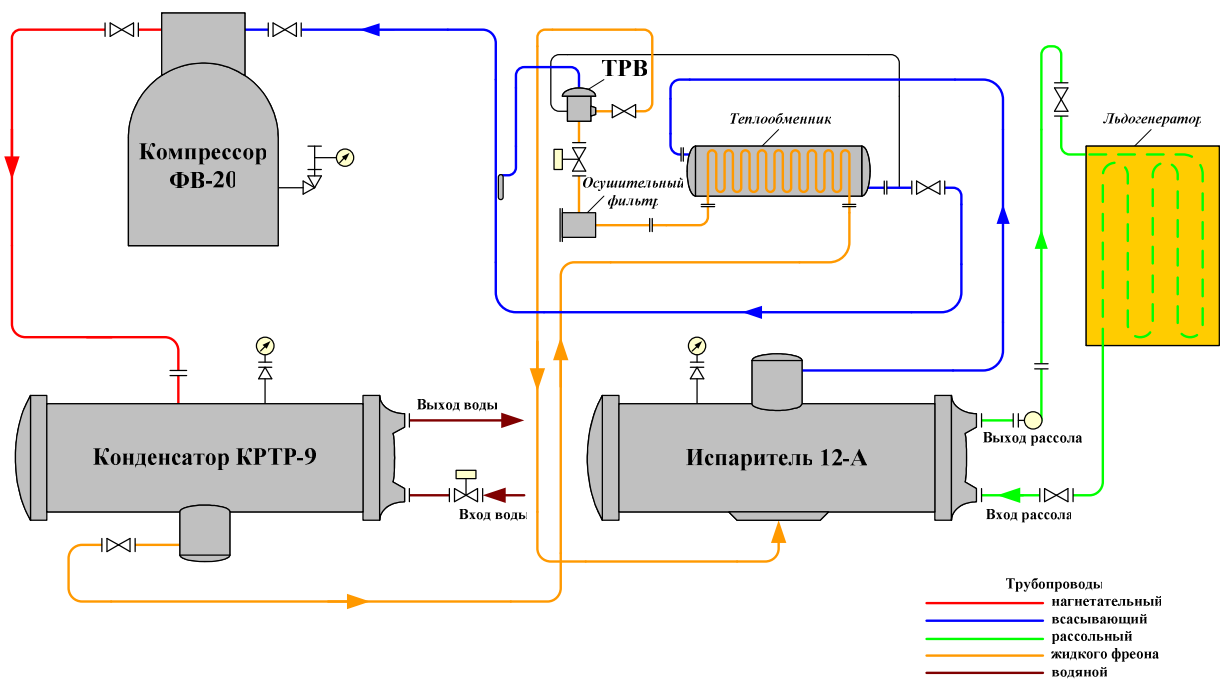


Рисунок 1 – Принципиальная схема фреоновой холодильной машины с теплообменником

Лабораторная работа № 5
**РАСЧЁТ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА РАБОТЫ
 ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Цель работы – изучение порядка выполнения тепловых расчётов холодильной машины.

Краткие сведения из теории

Необходимость выполнения тепловых расчётов холодильной машины связана с подбором холодильного оборудования для конкретных температурных режимов работы. При тепловом расчёте определяют:

- объём, описываемый поршнями компрессора за единицу времени, м³/ч;
- тепловую нагрузку на конденсатор, Вт, по величине которой рассчитывают потребную поверхность теплопередачи;
- эффективную мощность N_e на валу компрессора, кВт;
- тепловую нагрузку на переохладитель (теплообменник) и испаритель.

Исходными данными при тепловом расчёте служат:

- вид хладагента;
- заданная производительность холодильной машины $Q_{\text{брутто}}$, Вт;
- температурные условия работы конденсатора и испарителя;
- предполагаемые типы компрессоров и теплообменных аппаратов.

Для определения параметров хладагента пользуются специальными тепловыми диаграммами (иногда таблицами), составленными для каждого конкретного хладагента на основании проводимых лабораторных опытов и расчётов.

Тепловые диаграммы в зависимости от принятой системы координат бывают *энтروпийные* и *энтальпийные*. Они представляют собой совокупность кривых, выражающих термодинамические процессы, и позволяют достаточно точно и быстро находить значения теплотехнических параметров хладагента в любой точке рассматриваемого процесса.

Энтальпийная тепловая диаграмма более удобна и на практике используется чаще. *Энтальпия* (теплосодержание) i – это количество энергии (тепла, механической работы), которое должно быть подведено к телу, чтобы перевести его из начального состояния в заданное. Энтальпия равна сумме внутренней энергии U и внешней работы L , которая была бы произведена, если бы рабочее тело расширялось от исходного объёма до заданного V при постоянном давлении p .

На энтальпийной тепловой диаграмме начальное численное значение энтальпии выбирается произвольно из соображения удобства пользования. На горизонтальной оси в линейном масштабе отложены значения теплосодержания (энтальпии), а на вертикальной – давление. Давление откладыва-

ется в логарифмическом масштабе, так как при линейном масштабе длина диаграммы растянулась бы на десятки метров. Таким образом, сетка диаграммы образована изобарами ($p = \text{const}$) и изоэнтальпами ($i = \text{const}$). В энтальпийной диаграмме присутствуют кривые: линии постоянного паросодержания ($x = \text{const}$), постоянной энтропии ($s = \text{const}$), постоянного давления ($p = \text{const}$) и др.

Поле диаграммы разделяется пограничными кривыми на три области: переохлажденной жидкости; влажного пара; сухого пара (рисунок 1).

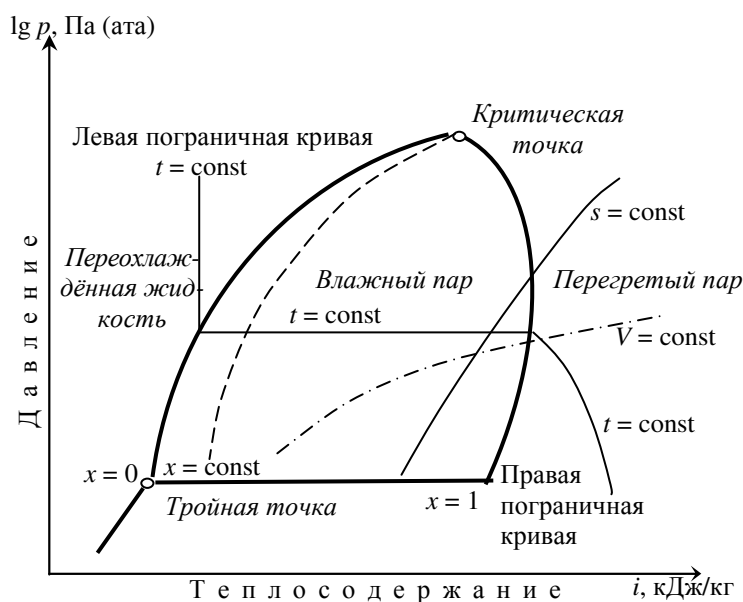


Рисунок 1 – Структура энтальпийной диаграммы в координатах $\lg p - i$

Левая пограничная кривая насыщенной жидкости отделяет область влажного пара от области переохлажденной жидкости. Эта кривая представляет собой геометрическое место точек полной конденсации пара при его охлаждении, следовательно, на ней паросодержание равно нулю ($x = 0$). Правая пограничная кривая насыщенного пара отделяет область влажного пара от области перегретого пара. Данная кривая представляет собой геометрическое место точек полного выкипания жидкости и превращения её в пар при нагревании, следовательно, на ней паросодержание равно единице ($x = 1$).

Правая и левая пограничные кривые сходятся в критической точке. Выше этой точки тело может быть только в газообразном состоянии, а ниже – одновременно в двух состояниях – жидком и парообразном. При опреде-

ленных параметрах хладагент может быть и в трех состояниях (*тройная точка*) – твердом, жидком и парообразном. Ниже тройной точки тело может находиться одновременно только в двух состояниях – твердом и газообразном.

Обычно для хладагентов критическая точка характеризуется очень высокой температурой, а тройная точка – очень низкой. Из-за большого температурного разброса эти точки на диаграмме не всегда можно показать. В таких случаях диаграмму вычерчивают только для того диапазона температур, в котором производятся расчёты.

В области влажного пара (между левой и правой пограничными кривыми) изотермы ($t = \text{const}$) проходят горизонтально и совпадают по направлению с изобарами ($p = \text{const}$). В области перегретого пара изотермы круто опускаются вниз, а в области переохлаждённой жидкости – вертикально поднимаются вверх, совпадая по направлению с линиями постоянных энтальпий. Адиабаты ($s = \text{const}$) расположены под углом к вертикали с наклоном вправо. По мере перемещения от переохлаждённой жидкости к области перегретого пара наклон этих кривых увеличивается. Принципиальная схема расположения термодинамических кривых на энтальпийной диаграмме показана на рисунке 1. Параметры точек, лежащих на пограничных кривых, при заданной температуре или давлению могут быть определены также и по таблицам насыщенных паров хладагента. Тепловой расчёт обычно включает два этапа: расчёт *теоретического цикла* и расчёт *действительного цикла* холодильной машины.

Расчёт теоретического цикла холодильной машины. Необходимость выполнения предварительных расчётов теоретического цикла вызвана тем, что рабочие процессы реальной холодильной машины отличаются от цикла Карно. Теоретические циклы холодильных машин рассчитывают исходя из следующих предположений:

- процессы кипения и конденсации протекают при неизменных давлениях и температурах;
- компрессор идеальный (без теплообмена, трения, потерь на дросселирование, вредного пространства и утечек);
- сжатие адиабатическое;
- понижение давления хладагента, поступающего из конденсатора в испаритель, происходит в дроссельном регулирующем вентиле;
- состояние хладагента в трубопроводах не изменяется.

Заданными (исходными) величинами для расчета являются:

- холодопроизводительность машины Q_0 , Вт;
- температура кипения хладагента в испарителе t_0 , °С;
- температура конденсации хладагента t_k , °С;
- температура хладагента перед регулирующим вентилем $t_{и}$, °С.

Расчет теоретического рабочего цикла холодильной машины заключается в определении количества тепла:

- отводимого от охлаждаемого тела в испарителе при постоянном давлении p_0 ;
- получаемого при сжатии паров в компрессоре;
- отдаваемого хладагентом на конденсаторе при постоянном давлении p_k .

По заданным температурам конденсации t_k и кипения t_0 определяют давления конденсации p_k и кипения p_0 . Затем по температурам и давлениям теоретический цикл наносится на тепловую диаграмму и определяются необходимые параметры хладагента в основных точках. На рисунке 2 показан теоретический цикл паровой компрессионной холодильной машины с регулирующим вентилем.

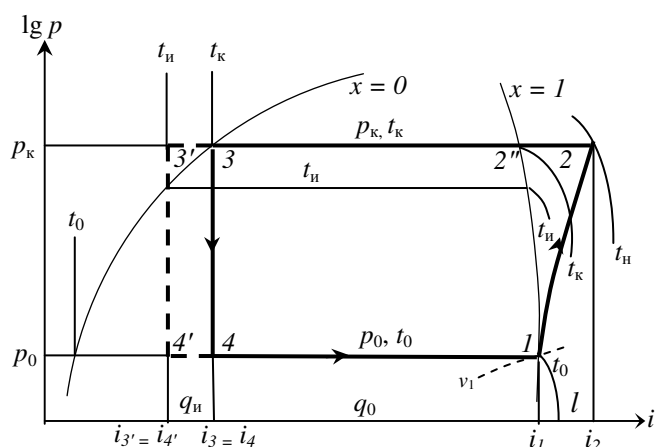


Рисунок 2 – Теоретический цикл холодильной машины

Точка 1 располагается на правой пограничной кривой диаграммы $\lg p - i$ и соответствует началу всасывания из испарителя в компрессор сухого пара ($x = 1$). Эта точка определяется по заданной температуре кипения хладагента t_0 или по давлению в испарителе p_0 . Для точки 1 находят по соответствующим линиям диаграммы теплосодержание i_1 и удельный объем паров хладагента v_1 .

Проводя из точки 1 линию адиабаты (процесс сжатия паров в компрессоре) до пересечения с линией давления конденсации p_k , соответствующего заданной температуре конденсации t_k , получают точку 2.

Точка 2 соответствует выталкиванию сжатых паров из компрессора в конденсатор. В этой точке по соответствующим линиям на диаграмме определяют температуру нагрева паров хладагента t_n , теплосодержание i_2 .

Процесс 1–2 характеризует сжатие паров в компрессоре. Разность энтальпий (теплосодержания) $i_2 - i_1$ (отрезок горизонтальной линии между точками 1–2) представляет собой расход энергии, затрачиваемой в компрессоре на сжатие 1 кг паров хладагента.

Точка 3 располагается на левой пограничной кривой и определяется по давлению p_k или температуре конденсации t_k . Эта точка характеризует параметры жидкого хладагента, поступающего из конденсатора к регулирующему вентилю.

Процесс 2–3 характеризует отвод тепла от хладагента охлаждающей средой. От точки 2 до точки 3 пары хладагента охлаждаются и конденсируются при постоянном давлении p_k . От точки 2 до правой пограничной кривой (точка 2'') происходит охлаждение паров до состояния насыщения, далее от точки 2'' до точки 3 пары хладагента конденсируются в жидкость. Разность теплосодержаний $i_2 - i_3$ (горизонтальный отрезок между точками 2 и 3) представляет собой количество тепла, которое нужно отвести от каждого килограмма паров хладагента в конденсаторе.

Точка 4 характеризует начало кипения хладагента в испарителе при постоянном давлении и температуре. Параметры парожидкостной смеси хладагента в точке 4 на диаграмме соответствуют завершению процесса дросселирования.

Процесс 3–4 характеризует дросселирование хладагента в регулирующем вентиле, которое происходит при постоянном теплосодержании ($i_3 = i_4$), так как этот процесс протекает без теплообмена с внешней средой.

От точки 4 до точки 1 происходит испарение и кипение жидкости в испарителе. Этот процесс продолжается до тех пор, пока вся жидкость не превратится в пар ($x = 1$) и заканчивается в точке 1, откуда начинается всасывание паров хладагента в компрессор. При влажном процессе всасывания точка 1 будет находиться левее правой пограничной кривой, а при всасывании компрессором перегретых паров хладагента точка 1 будет лежать правее на пересечении изобары p_0 с изотермой $t_{вс}$, которая соответствует температуре паров на момент всасывания. Как правило, в теоретическом цикле полагают $t_{вс} = t_0$, а точка 1 находится на пограничной кривой. Отрезок 1–4, равный разности теплосодержаний $i_4 - i_1$ представляет собой теоретическую холодопроизводительность q_0 , кДж/кг, которая снимается с каждого килограмма хладагента в испарителе.

Точка 3' соответствует состоянию хладагента после прохода через теплообменник. Как отмечалось выше, для увеличения холодопроизводительности машины выгодно переохлаждать жидкий хладагент после конденсации до температуры t_n . Поэтому при наличии теплообменника (переохладителя) процесс отвода тепла не останавливается в точке 3, а продолжается в теплообменнике до точки 3'.

Процесс 3–3' характеризует отвод тепла от хладагента в теплообменнике. При этом процесс 3'–4' остаётся аналогичным процессу 3–4, но холодопроизводительность машины увеличивается и определяется разностью теплосодержаний $i_{4'} - i_1$.

Итак, теоретический цикл одноступенчатой паровой компрессионной холодильной машины в координатах $\lg p - i$ (см. рисунок 2) характеризуется засасыванием из испарителя в компрессор сухого насыщенного пара и его адиабатическим одноступенчатым сжатием (процесс 1–2, адиабата), охлаждением пара до состояния насыщения (процесс 2–2'', изобара) и дальнейшей конденсацией пара в конденсаторе при температуре t_k и давлении p_k (процесс 2''–3, изобара и изотерма), переохлаждением хладагента (процесс 3–3', изобара), дросселированием его в регулирующем вентиле (процесс 3'–4', изохнтальпа) и кипением в испарителе (процесс 4'–1, изобара и изотерма) при температуре t_0 и давлении p_0 . Количество тепла q_0 , отнимаемое в испарителе дополнительно охлажденным перед регулирующим вентилем хладагентом больше отнимаемого без переохлаждения.

Расчет производится в следующей последовательности.

1 Удельная холодопроизводительность 1 кг хладагента, кДж/кг,

$$q_0 = i_4 - i_1,$$

а при работе с теплообменником –

$$q_0 = i_{4'} - i_1.$$

2 Теоретическая работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие 1 кг хладагента, кДж/кг,

$$l = i_2 - i_1.$$

3 Тепло, отданное 1 кг хладагента в охлаждающую среду в конденсаторе, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_3 \quad \text{или} \quad q_k = q_0 + l.$$

4 Количество тепла, которое отнимается от 1 кг хладагента в теплообменнике, кДж/кг,

$$q_n = i_2 - i_3.$$

Тепловой баланс холодильной машины согласно закону сохранения энергии запишется в виде

$$q_0 + l = q_k,$$

или с теплообменником –

$$q_0 + l = q_k + q_n.$$

5 Холодильный коэффициент цикла $\varepsilon = q_0 / l$.

6 Количество циркулирующего в системе холодильного агента, кг/ч

$$G_x = 3,6 Q_0 / q_0,$$

где 3,6 – переводной коэффициент;

Q_0 – расчётная холодопроизводительность машины.

7 Теоретическая подача компрессора или объём хладагента, циркулирующего в системе, м³/ч,

$$V_x = G_x v_1 = 3,6 Q_0 v_1 / q_0,$$

где v_1 – удельный объём паров хладагента при всасывании их компрессором, определяется по диаграмме в точке 1 (см. рисунок 2).

8 Удельная объёмная холодопроизводительность хладагента, кДж/м³,

$$q_v = q_0 / v_1.$$

Поскольку $q_0 = q_v v_1$, то $V_x = 3,6 Q_0 / q_v$. Следовательно, объём циркулирующего хладагента зависит только от заданной мощности холодильной установки и от объёмной холодопроизводительности хладагента.

9 Потребная теоретическая мощность компрессора, кВт,

$$N_{\text{теор}} = G_x l / 3600, \text{ или } N_{\text{теор}} = Q_0 / (1000 \epsilon).$$

10 Тепловая нагрузка на конденсатор (в Вт), т. е. количество тепла, отводимое от хладагента в конденсаторе за единицу времени,

$$Q_k = Q_0 + 1000 N_{\text{теор}} = Q_0 (1 + \epsilon) / \epsilon.$$

11 Тепловая нагрузка на переохладитель, или количество тепла, передаваемое хладагентом в теплообменнике за единицу времени,

$$Q_{\text{и}} = G_x q_{\text{и}} / 3,6.$$

Теоретические циклы холодильных машин рассчитываются при условии неизменного давления при кипении и конденсации и адиабатическом процессе сжатия хладагента в компрессоре, однако в действительности цикл паровой компрессионной холодильной машины существенно отличается от теоретического.

Порядок выполнения работы

Требуется выполнить расчёт теоретического цикла работы холодильной машины и вычертить расчётную диаграмму.

Исходные данные:

- хладагент:
- холодопроизводительность машины $Q_0 =$ Вт;
- температура кипения хладагента в испарителе $t_0 =$ °С;
- температура конденсации хладагента $t_k =$ °С;
- температура хладагента перед регулирующим вентилем $t_{\text{и}} =$ °С.

Контрольные вопросы

- 1 Основные элементы одноступенчатой холодильной установки.
- 2 Назначение компрессора.
- 3 Назначение конденсатора.
- 4 Функции регулирующего вентиля.
- 5 Назначение испарителя.
- 6 Какую роль играет теплообменник?
- 5 Назначение осушительного фильтра.

Лабораторная работа № 6
**РАСЧЁТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО ЦИКЛА РАБОТЫ
 ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Цель работы – изучение порядка выполнения тепловых расчётов холодильной машины.

Краткие сведения из теории

Тепловой расчёт производится по диаграмме действительного цикла работы холодильной машины. Этот цикл строится на базе теоретического цикла, который является по сути начальным этапом теплового расчёта.

Основными отличительными особенностями (отклонениями) действительного цикла от теоретического являются:

- падение давления в конденсаторе и испарителе по мере продвижения хладагента по системе вследствие трения его о стенки труб. Поэтому давление всасывания $p_{вс}$ оказывается ниже давления кипения p_0 на некоторую величину Δp_0 . Для продавливания хладагента и обеспечения выхода в точку 3 давление нагнетания в компрессоре p_n должно быть выше, чем давление конденсации p_k на величину Δp_k . Следовательно, для сжатия хладагента в компрессоре потребуется большая затрата работы, чем в теоретическом цикле;

- переохлаждение жидкого хладагента в конденсаторе для исключения паровой фракции перед регулирующим вентилем;

- перегрев паров в испарителе для предотвращения попадания жидкой фракции хладагента в компрессор.

Отметим также, что сжатие паров хладагента в компрессоре не протекает при постоянной энтропии из-за различных потерь на трение.

Для построения тепловой диаграммы действительного цикла, кроме известных уже параметров Q_0 , t_0 , t_k , t_n должны быть дополнительно заданы:

- температура всасывания перегретого пара $t_{вс}$, °С;

- падение давления в испарителе Δp_0 и в конденсаторе Δp_k .

Установив предварительно давление всасывания $p_{вс} = p_0 + \Delta p_0$, на пересечении изотермы $t_{вс}$ и изобары $p_{вс}$ определяют точку $1'$, соответствующую началу поступления хладагента в компрессор (рисунок 1).

Поднимаясь по адиабате из точки $1'$ до давления нагнетания $p_n = p_k + \Delta p_k$, определяют положение на диаграмме точки $2'$. Соединив, далее, точку $1'$ с точкой 4, а точку $2'$ с точкой 3, получают полную диаграмму действительного цикла холодильной машины. По диаграмме определяют энтальпии в точках $1'$, $2'$, $3'$, $4'$ и удельный объём пара при всасывании v_1 .

Расчёт действительного цикла производят по тем же формулам, что и теоретического, заменяя лишь параметры хладагента в точках 1, 2, 3 и 4 на соответствующие параметры в точках $1'$, $2'$, $3'$ и $4'$. Как видно из приведенной диаграммы, удельная массовая холодопроизводительность хладагента в

действительном цикле ($q_0 = i_{4'} - i_{1'}$) больше, чем в теоретическом, так же, как и работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие 1 кг пара $l = i_{2'} - i_{1'}$.

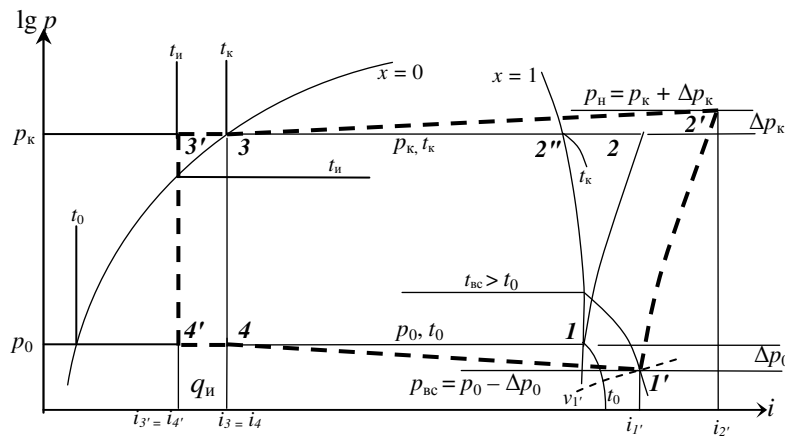


Рисунок 1 – Диаграмма действительного цикла холодильной машины

Теоретически работа компрессора сводится к следующему. С началом движения поршня из верхней мёртвой точки (ВМТ) к нижней мёртвой точке (НМТ) открывается всасывающий клапан, и пар холодильного агента поступает в нагнетательную полость компрессора. Объём цилиндра равен объёму, который описывает поршень V_h , и весь этот объём заполняется парами холодильного агента при постоянном давлении всасывания P_0 . Кроме того, постоянными остаются температура и удельный объём паров. Закачивается всасывание в момент, когда поршень достигает НМТ. Всасывающий клапан закрывается, и при обратном ходе поршня происходит адиабатическое сжатие паров в компрессоре до давления конденсации. Нагнетательный клапан открывается, пары холодильного агента выталкиваются из цилиндра в конденсатор при постоянном давлении P_k . Так как теоретически цилиндр не имеет вредного пространства, то при достижении поршнем ВМТ весь пар вытесняется из цилиндра. Теоретическую холодопроизводительность компрессора можно определить по формуле

$$Q_0 \text{ теор} = V_h / 3,6,$$

где V_h – объём, описываемый поршнями, м³/ч;

q_v – объёмная холодопроизводительность всасываемых паров хладагента, кДж/м³.

Рабочий процесс компрессора существенно отличается от теоретического. Поршень никогда не подходит вплотную к крышке цилиндра, поэтому между поршнем и крышкой образуется так называемое «вредное» про-

пространство объёмом V_0 , в котором постоянно находятся сжатые пары. При движении поршня вниз эти пары расширяются. Давление их снижается и сравнивается с давлением всасываемых паров. Только после этого начинается процесс всасывания.

Наличие вредного пространства изменяет рабочий процесс компрессора, приводя к значительным потерям. Сжатый пар во вредном пространстве объёмом V_0 при обратном ходе поршня расширяется, занимая дополнительный объём. Таким образом, вредное пространство уменьшает количество всасываемого холодильного агента. Возникают объёмные потери полезного пространства цилиндра и снижается производительность компрессора.

Для преодоления сил инерции и сопротивления паров в клапанах и трубопроводах также необходимы дополнительные объёмные потери в компрессоре.

При всасывании должно быть создано давление разрежения ниже давления всасываемых паров. Только после этого всасывающий клапан откроется и начнётся процесс всасывания. Всасывание происходит при давлении $P_{вс}$, которое на ΔP_0 ниже давления кипения P_0 из-за сопротивления в клапанах и трубопроводе. Очевидно, что вначале сжатия часть хода поршня будет использована на доведение давления паров до их начального состояния P_0 . Связанная с этим потеря полезного пространства цилиндра будет возрастать с увеличением ΔP_0 .

Аналогичные потери возникают при выталкивании паров хладагента из цилиндра. Давление нагнетания в этот момент должно быть выше давления паров в конденсаторе P_k на величину ΔP_k ввиду сопротивления в нагнетательном клапане и трубопроводе.

Итак, действительный процесс компрессора отличается от теоретического: сопротивлением движению паров хладагента в клапанах и трубопроводах; разностью между давлениями кипения и всасывания ΔP_0 и давлениями нагнетания и конденсации ΔP_k ; наличием вредного пространства V_0 .

Для определения отношения между действительной и теоретической производительностью компрессора вводят понятие *коэффициента подачи*, который равен отношению объёма всасываемых паров V_d к геометрическому объёму V_h , описываемому поршнями, с учетом типа компрессора, диаметра цилиндров, хода поршней и частоты вращения вала

$$\lambda = V_d / V_h.$$

Коэффициент подачи в основном зависит от величины вредного пространства цилиндра и соотношения давлений конденсации и кипения. Некоторое влияние оказывает температура всасываемых паров, скорости движения поршней, плотность пригонки пластин клапанов и поршневых колец. Для учёта потерь от указанных факторов вводят ряд рабочих коэффициентов.

Объёмный коэффициент λ_c является основным коэффициентом потерь. Определяющее значение для этого коэффициента имеет объём вредного пространства, составляющий 2–5 % объёма цилиндра.

$$\lambda_c = 1 - C[(p_k / p_0)^{1/m} - 1],$$

где C – относительная величина вредного пространства, $C = V_0 / V_h$ (в зависимости от типа компрессора $C = 0,02 \dots 0,08$);

m – показатель политропы расширения паров, находящихся во вредном пространстве, $m = 1,0 \dots 1,1$.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ учитывает объёмные потери, вызванные сопротивлением в клапанах и для температуры кипения $t_0 < 30$ °С принимают $\lambda_{др} = 0,93 \dots 0,97$.

Коэффициент подогрева $\lambda_{п}$ учитывает снижение производительности из-за теплообмена паров хладагента со стенками цилиндра, поршнем и клапанами. Подогрев паров приводит к увеличению их объёма и дополнительным потерям. С увеличением степени сжатия теплообмен возрастает, а с повышением частоты вращения вала уменьшается. Коэффициент подогрева определяется приблизительно из соотношения

$$\lambda_{п} = T_0 / T_k,$$

где T_0, T_k – абсолютные температуры кипения и конденсации.

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ учитывает утечки хладагента через неплотности в кольцах и клапанах и принимается $\lambda_{пл} = 0,96 \dots 0,98$.

Коэффициенты подогрева и плотности учитывают невидимые потери в компрессоре. Коэффициент подачи λ даёт общую оценку потерь в виде производства

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_{п} \lambda_{пл}.$$

Коэффициент подачи также определяется по соответствующим графикам или по справочным таблицам, составляемым по данным опытных испытаний однотипных машин.

В результате выполнения приведенных выше расчётов получают основные базовые значения параметров, позволяющие дальше выполнять детальные расчёты отдельных холодильных агрегатов, компрессоров, теплообменных аппаратов и производить их выбор из имеющегося каталога.

Контрольные вопросы

- 1 Основные отличительные особенности действительного цикла.
- 2 Физический смысл коэффициента подачи хладагента.
- 3 Что означают объёмные потери компрессора?
- 4 Какие потери учитывает коэффициент дросселирования?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Устав железнодорожного транспорта общего пользования. – Минск : Тесей, 2007. – 96 с.
- 2 Сборник правил перевозок грузов железнодорожным транспортом общего пользования : в 2 ч. Ч. I. – Минск : Тесей, 2010. – 437 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

ПАРАМЕТРЫ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ

Таблица А.1 – Параметры насыщенных паров хладона-12

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объём		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
-50	0,039	0,65	0,383	355	529	3,82	4,60
-48	0,043	0,65	0,348	356	530	3,82	4,60
-46	0,048	0,65	0,317	358	531	3,83	4,59
-44	0,053	0,65	0,289	360	532	3,84	4,59
-42	0,058	0,66	0,264	362	533	3,85	4,59
-40	0,064	0,66	0,242	363	534	3,86	4,59
-38	0,071	0,66	0,222	365	535	3,86	4,58
-36	0,077	0,66	0,204	367	535	3,87	4,58
-34	0,085	0,67	0,188	369	536	3,88	4,58
-32	0,092	0,67	0,173	370	537	3,89	4,58
-30	0,101	0,67	0,160	372	538	3,89	4,58
-28	0,110	0,67	0,147	374	539	3,90	4,57
-26	0,119	0,67	0,137	375	540	3,91	4,57
-24	0,129	0,68	0,127	378	541	3,92	4,57
-22	0,140	0,68	0,117	380	542	3,92	4,57
-20	0,151	0,69	0,109	381	543	3,93	4,57
-18	0,163	0,69	0,102	383	544	3,94	4,57
-16	0,176	0,69	0,095	385	544	3,94	4,57
-14	0,190	0,69	0,088	387	546	3,95	4,56
-12	0,204	0,70	0,082	389	547	3,96	4,56
-10	0,220	0,70	0,077	391	548	3,97	4,56
-8	0,236	0,70	0,072	392	548	3,97	4,56
-6	0,253	0,71	0,067	394	549	3,98	4,56
-4	0,271	0,71	0,063	396	550	3,99	4,56
-2	0,289	0,71	0,059	398	551	3,99	4,56
0	0,309	0,72	0,056	400	552	4,00	4,56
2	0,330	0,72	0,052	402	553	4,01	4,56
4	0,350	0,72	0,049	404	554	4,01	4,56
6	0,370	0,73	0,046	406	555	4,02	4,55
8	0,400	0,73	0,044	408	556	4,03	4,55
10	0,420	0,73	0,041	410	556	4,03	4,55
12	0,450	0,74	0,039	411	557	4,04	4,55
14	0,480	0,74	0,037	413	558	4,05	4,55
16	0,510	0,75	0,035	415	559	4,05	4,55
18	0,540	0,75	0,033	417	560	4,06	4,55
20	0,570	0,75	0,031	419	561	4,07	4,55

Окончание таблицы А.1

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объем		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
22	0,60	0,76	0,298	421	562	4,07	4,55
24	0,63	0,76	0,288	423	562	4,08	4,55
26	0,67	0,77	0,026	425	563	4,09	4,55
28	0,70	0,77	0,025	427	564	4,09	4,55
30	0,74	0,77	0,024	429	565	4,10	4,55
32	0,78	0,78	0,023	431	565	4,11	4,55
34	0,82	0,78	0,021	433	566	4,11	4,55
36	0,87	0,79	0,020	435	567	4,12	4,55
38	0,91	0,79	0,019	437	568	4,13	4,55
40	0,96	0,80	0,018	439	568	4,13	4,55
42	1,00	0,80	0,018	441	569	4,13	4,54
44	1,06	0,81	0,017	443	570	4,14	4,54
46	1,11	0,81	0,016	445	571	4,15	4,54
48	1,16	0,82	0,015	447	571	4,16	4,54
50	1,21	0,83	0,014	449	572	4,16	4,54

Таблица А.2 – Параметры насыщенных паров хладона-22

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объем		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
-50	0,040	0,68	0,537	332	578	3,72	4,87
-48	0,042	0,69	0,483	335	579	3,73	4,87
-46	0,047	0,69	0,436	337	580	3,74	4,86
-44	0,052	0,69	0,394	339	581	3,75	4,86
-42	0,058	0,69	0,356	341	582	3,76	4,85
-40	0,065	0,70	0,323	343	583	3,77	4,84
-38	0,071	0,70	0,294	345	584	3,78	4,84
-36	0,079	0,70	0,268	347	585	3,79	4,83
-34	0,087	0,70	0,244	350	586	3,80	4,83
-32	0,096	0,71	0,223	352	586	3,81	4,82
-30	0,105	0,71	0,205	354	587	3,82	4,82
-28	0,116	0,71	0,188	356	588	3,82	4,82
-26	0,127	0,71	0,172	358	589	3,84	4,81
-24	0,138	0,73	0,159	361	590	3,85	4,81
-32	0,151	0,72	0,146	363	591	3,86	4,80
-30	0,164	0,72	0,135	365	592	3,87	4,80
-28	0,179	0,73	0,125	367	593	3,88	4,79
-26	0,194	0,73	0,115	370	594	3,88	4,79
-24	0,210	0,73	0,107	372	594	3,89	4,79

Окончание таблицы А.2

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объем		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
-22	0,228	0,74	0,099	374	595	3,90	4,78
-20	0,246	0,74	0,092	376	596	3,91	4,78
-18	0,265	0,74	0,085	379	597	3,92	4,78
-16	0,286	0,75	0,080	381	598	3,93	4,77
-14	0,308	0,75	0,075	384	599	3,94	4,77
-12	0,331	0,75	0,070	386	600	3,95	4,77
-10	0,356	0,76	0,065	388	600	3,96	4,76
-8	0,381	0,76	0,061	391	601	3,97	4,76
-6	0,408	0,77	0,057	393	602	3,974	4,756
-4	0,437	0,77	0,053	395	603	3,983	4,753
-2	0,467	0,77	0,050	398	603	3,991	4,750
0	0,499	0,78	0,047	400	604	4,000	4,748
2	0,532	0,78	0,044	402	605	4,009	4,745
4	0,567	0,79	0,041	405	606	4,017	4,742
6	0,603	0,79	0,039	407	606	4,026	4,739
8	0,641	0,79	0,037	410	607	4,034	4,737
10	0,681	0,80	0,035	412	608	4,043	4,734
12	0,723	0,80	0,033	414	608	4,051	4,731
14	0,767	0,81	0,031	417	609	4,059	4,729
16	0,812	0,81	0,030	419	610	4,068	4,726
18	0,860	0,82	0,027	422	610	4,076	4,724
20	0,910	0,82	0,026	424	611	4,084	4,721
22	0,961	0,83	0,025	427	612	4,093	4,719
24	1,015	0,83	0,023	429	612	4,100	4,716
26	1,071	0,84	0,022	432	613	4,109	4,714
28	1,130	0,85	0,022	434	613	4,117	4,712
30	1,190	0,85	0,020	437	614	4,126	4,710
32	1,253	0,86	0,019	439	614	4,134	4,707
34	1,319	0,86	0,018	442	615	4,142	4,704
36	1,387	0,87	0,017	444	615	4,150	4,702
38	1,457	0,87	0,016	447	615	4,158	4,699
40	1,530	0,88	0,015	450	616	4,166	4,697
42	1,606	0,89	0,014	452	616	4,174	4,694
44	1,685	0,90	0,014	455	616	4,183	4,692
46	1,766	0,91	0,013	457	617	4,191	4,689
48	1,851	0,91	0,012	460	617	4,199	4,687
50	1,938	0,92	0,012	463	617	4,207	4,684

Таблица А.3 – Параметры насыщенных паров аммиака

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объём		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
50	2,03	1,78	0,064	659	1712	4,99	8,25
48	1,93	1,77	0,067	650	1712	4,96	8,27
46	1,83	1,76	0,071	639	1712	4,92	8,29
44	1,74	1,75	0,075	629	1712	4,89	8,31
42	1,64	1,74	0,079	618	1711	4,86	8,33
40	1,56	1,73	0,083	609	1711	4,83	8,35
39	1,51	1,72	0,086	604	1711	4,82	8,36
38	1,47	1,72	0,088	599	1710	4,80	8,37
37	1,43	1,71	0,091	593	1710	4,79	8,38
36	1,39	1,71	0,093	588	1709	4,77	8,39
35	1,35	1,70	0,096	583	1709	4,75	8,40
34	1,31	1,70	0,099	579	1708	4,74	8,41
33	1,27	1,69	0,101	574	1708	4,72	8,42
32	1,24	1,69	0,104	569	1707	4,71	8,43
31	1,21	1,68	0,108	564	1707	4,69	8,45
30	1,17	1,68	0,111	560	1706	4,68	8,46
29	1,13	1,68	0,114	555	1706	4,66	8,47
28	1,10	1,67	0,117	551	1705	4,64	8,48
27	1,07	1,67	0,121	546	1705	4,63	8,49
26	1,03	1,66	0,125	541	1704	4,61	8,50
25	1,00	1,66	0,128	536	1704	4,60	8,51
24	0,97	1,65	0,132	531	1703	4,58	8,52
23	0,94	1,65	0,136	526	1702	4,56	8,53
22	0,91	1,65	0,141	522	1702	4,55	8,55
21	0,88	1,64	0,145	517	1701	4,53	8,56
20	0,85	1,64	0,149	512	1700	4,52	8,57
18	0,80	1,63	0,159	502	1699	4,48	8,59
16	0,75	1,62	0,169	492	1697	4,45	8,61
14	0,71	1,62	0,181	483	1696	4,42	8,64
12	0,66	1,61	0,193	474	1694	4,39	8,66
10	0,62	1,60	0,206	465	1692	4,35	8,69
8	0,57	1,59	0,220	455	1689	4,32	8,71
6	0,54	1,59	0,235	446	1687	4,28	8,74
4	0,50	1,58	0,252	437	1685	4,25	8,76
2	0,46	1,57	0,270	428	1683	4,22	8,79
0	0,43	1,57	0,290	419	1682	4,19	8,81
-2	0,40	1,56	0,311	409	1680	4,15	8,84
-4	0,37	1,55	0,334	400	1678	4,12	8,87
-6	0,34	1,55	0,360	392	1675	4,09	8,89
-8	0,31	1,54	0,388	382	1673	4,05	8,92

Окончание таблицы А.3

Температура, °С	Давление, МПа	Удельный объём		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкости, л/кг	пара, м ³ /кг	жидкости	пара	жидкости	пара
-10	0,29	1,53	0,419	372	1671	4,02	8,95
-11	0,28	1,53	0,435	367	1669	4,00	8,96
-12	0,27	1,53	0,452	362	1668	3,98	8,98
-13	0,26	1,52	0,470	358	1667	3,96	8,99
-14	0,25	1,52	0,49	354	1666	3,95	9,01
-15	0,24	1,52	0,51	350	1664	3,93	9,02
-16	0,23	1,52	0,53	345	1663	3,91	9,04
-17	0,22	1,51	0,55	340	1662	3,89	9,05
-18	0,21	1,51	0,57	336	1660	3,88	9,07
-19	0,20	1,51	0,60	331	1658	3,86	9,08
-20	0,19	1,50	0,62	327	1657	3,84	9,10
-22	0,17	1,50	0,68	318	1654	3,31	9,13
-24	0,16	1,49	0,74	308	1651	3,77	9,16
-26	0,14	1,49	0,81	300	1648	3,73	9,19
-28	0,13	1,48	0,88	290	1645	3,70	9,22
-30	0,12	1,48	0,96	282	1642	3,66	9,26
-32	0,11	1,47	1,06	273	1640	3,62	9,29
-34	0,098	1,46	1,16	264	1636	3,59	9,33
-36	0,088	1,46	1,28	255	1633	3,55	9,36
-38	0,080	1,45	1,41	246	1630	3,51	9,40
-40	0,072	1,45	1,55	237	1626	3,47	9,44
-42	0,065	1,44	1,72	228	1623	3,43	9,47
-44	0,058	1,44	1,90	219	1620	3,40	9,51
-46	0,052	1,43	2,11	210	1617	3,36	9,55
-48	0,046	1,43	2,35	202	1613	3,32	9,59
-50	0,041	1,42	2,63	193	1610	3,28	9,63

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РАСТВОРОВ

Таблица Б.1 – Физические свойства раствора хлористого натрия

Плотность при 15 °С, кг/л	Содержание соли, %		Температура замерзания, °С	Теплоемкость, кДж/(кг·К)				
	в растворе	на 100 частей воды		0	-5	-10	-15	-20
1,00	0,1	0,8	0,0	4,191	–	–	–	–
1,01	1,5	1,5	-0,9	4,074	–	–	–	–
1,02	2,9	3,0	-1,8	4,003	–	–	–	–
1,03	4,3	4,5	-2,6	3,940	–	–	–	–
1,04	5,6	5,9	-3,5	3,965	–	–	–	–
1,05	7,0	7,5	-4,4	3,827	–	–	–	–
1,06	8,3	9,0	-5,4	3,772	3,768	–	–	–
1,07	9,6	10,8	-6,4	3,722	3,718	–	–	–
1,08	11,0	12,3	-7,5	3,676	3,668	–	–	–
1,09	12,3	14,0	-8,6	3,630	3,626	–	–	–
1,10	13,6	15,7	-9,8	3,588	3,584	3,580	–	–
1,11	14,9	17,5	-11,0	3,550	3,546	3,538	–	–
1,12	16,2	19,3	-12,2	3,513	3,508	3,500	–	–
1,13	17,5	21,2	-13,6	3,475	3,471	3,467	–	–
1,14	18,8	23,1	-15,1	3,441	3,437	3,429	3,421	–
1,15	20,0	25,0	-16,6	3,408	3,404	3,395	3,387	–
1,16	21,2	26,9	-18,2	3,375	3,370	3,362	3,354	–
1,17	22,4	29,0	-20,0	3,341	3,337	3,333	3,328	3,320
1,175	23,1	30,1	-21,2	3,328	3,324	3,320	3,316	3,308
1,18	23,7	31,1	-17,2	3,312	3,308	3,303	3,299	–
1,19	24,9	23,1	-9,5	3,282	3,278	–	–	–
1,20	26,1	35,3	-1,7	3,257	–	–	–	–
1,203	26,3	35,7	0,0	3,249	–	–	–	–

Таблица Б.2 – Физические свойства раствора хлористого кальция

Плотность при 15 °С, кг/л	Содержание соли, %		Температура замерзания, °С	Теплоемкость, кДж/(кг·К)				
	в растворе	на 100 частей воды		0	-10	-20	-30	-40
1,00	0,1	0,1	0,0	4,20	–	–	–	–
1,05	5,9	6,3	-3,0	3,83	–	–	–	–
1,10	11,5	13,0	-7,1	3,50	–	–	–	–
1,15	16,8	20,2	-12,7	3,22	3,20	–	–	–
1,16	17,8	21,7	-14,2	3,17	3,15	–	–	–
1,17	18,9	23,3	-15,7	3,13	3,11	–	–	–
1,18	19,9	24,9	-17,4	3,09	3,06	–	–	–
1,19	20,9	26,5	-19,2	3,04	3,02	–	–	–
1,20	21,9	28,0	-21,2	3,00	2,98	2,95	–	–
1,21	22,8	29,6	-23,3	2,96	2,94	2,91	–	–
1,22	23,8	31,2	-25,7	2,93	2,91	2,88	–	–
1,23	24,7	32,9	-28,3	2,90	2,87	2,85	–	–
1,24	25,7	34,6	-31,2	2,87	2,84	2,82	2,79	–
1,25	26,6	36,2	-34,6	2,84	2,81	2,79	2,76	–
1,26	27,5	37,9	-38,6	2,81	2,78	2,76	2,73	–
1,27	28,4	39,7	-43,6	2,78	2,75	2,73	2,70	2,68
1,28	29,4	41,6	-50,1	2,75	2,73	2,70	2,68	2,65
1,286	29,9	42,7	-55,0	2,73	2,71	2,69	2,66	2,64
1,29	30,3	43,5	-50,6	2,73	2,70	2,67	2,65	2,62
1,30	31,2	45,4	-41,6	2,70	2,67	2,65	2,62	2,60
1,31	32,1	49,3	-27,1	2,67	2,65	2,62	2,60	–
1,32	33,0	47,3	-33,9	2,65	2,62	2,60	–	–
1,33	33,9	51,3	-21,2	2,62	2,60	2,57	–	–
1,34	34,7	53,2	-15,6	2,60	2,57	–	–	–
1,35	35,6	55,3	-10,2	2,58	2,55	–	–	–
1,36	36,4	57,4	-5,1	2,53	–	–	–	–
1,37	37,3	59,5	-0,0	2,53	–	–	–	–

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Температура воздуха, °С	Плотность сухого	Плотность насыщен-	Давление водяных	Влагосодержание насыщенного воздуха		Теплоемкость насыщенного	Энтальпия насыщен-
				г/м ³	г/кг		
40	1,128	1,097	7,375	50,91	48,8	1,109	165,8
38	1,135	1,107	6,625	46,00	43,5	1,096	149,5
36	1,142	1,116	5,941	41,51	38,8	1,088	135,6
34	1,150	1,126	5,320	37,40	34,4	1,080	122,7
32	1,157	1,136	4,754	33,64	30,6	1,071	110,1
30	1,165	1,146	4,242	30,21	27,2	1,063	99,6
28	1,173	1,1516	3,780	27,09	24,0	1,059	89,2
26	1,181	1,166	3,361	24,24	21,4	1,050	80,4
24	1,189	1,176	2,984	21,68	18,8	1,042	72,0
22	1,197	1,185	2,644	19,33	16,6	1,042	64,1
20	1,205	1,195	2,337	17,22	14,7	1,038	57,8
18	1,213	1,204	2,064	15,31	12,9	1,038	50,7
16	1,222	1,214	1,817	13,59	11,4	1,034	44,8
14	1,230	1,223	1,599	12,03	9,97	1,029	39,2
12	1,238	1,232	1,403	10,64	8,75	1,025	34,1
10	1,247	1,242	1,228	9,39	7,63	1,025	29,2
8	1,256	1,251	1,073	8,28	6,65	1,025	24,7
6	1,265	1,261	0,935	7,28	5,79	1,021	20,5
4	1,275	1,271	0,813	6,39	5,03	1,021	16,6
2	1,284	1,281	0,705	5,60	4,37	1,017	12,9
±0	1,293	1,290	0,611	4,89	3,78	1,017	9,8
-2	1,303	1,301	0,517	4,22	3,19	1,017	5,9
-4	1,312	1,310	0,437	3,64	2,69	1,017	2,7
-6	1,322	1,320	0,368	3,13	2,27	1,013	0,4
-8	1,332	1,331	0,309	2,69	1,91	1,013	3,3
-10	1,342	1,341	0,260	2,30	1,60	1,013	6,1
-12	1,353	1,350	0,217	1,98	1,33	1,013	8,7
-14	1,363	1,361	0,181	1,70	1,11	1,013	11,3
-16	1,374	1,372	0,151	1,46	0,92	1,013	13,9
-18	1,385	1,384	0,125	1,25	0,76	1,009	16,3
-20	1,396	1,395	0,103	1,05	0,63	1,009	19,8

Учебное издание

ДЗЮБА Илья Самуилович
НАСТАЧЕНКО Елена Владимировна

ПЕРЕВОЗКА СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ
Лабораторный практикум

Редактор И. И. Э в е н т о в
Технический редактор В. Н. К у ч е р о в а

Подписано в печать 15.05.2014 г. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,93. Тираж 300 экз.
Зак. № Изд. № 36.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0552508 от 09.07.2009 г.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 2/104 от 01.04.2014.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.