

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

А.А. Сагдеев, А.Т. Галимова

ХЛАДОТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие

Санкт-Петербург
2024

УДК 621.56
С 15

Печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет».

Рецензенты:

Каюпов А.Р. кандидат химических наук, начальник отдела перспективного развития АО «ТАНЕКО»

Галлямов Р.Ф. кандидат технических наук, менеджер управления проектированием ПАО «Нижекамскнефтехим» СИБУР

Сагдеев А.А., Галимова А.Т.

С 15 Хладотехника : учебно-методическое пособие / А.А. Сагдеев, А.Т.Галимова – Санкт-Петербург : Свое издательство , 2024 – 87 с.

В пособии описана конструкция основных элементов малых холодильных машин и приборов автоматики. Дан порядок выполнения и оформления протокола обследования малой холодильной машины. Указаны основные требования по технике безопасности при выполнении работ. Рассмотрено устройство, принцип действия парокомпрессионной холодильной машины, изложена методика экспериментального изучения влияния различных факторов и режимных параметров на энергетические показатели и производительность холодильной машины, а также приведены основные виды потерь в холодильном цикле парокомпрессионной холодильной машины, проанализирована целесообразность введения в цикл регенерации тепла, изложена методика регулирования режима работы и построения основных элементов холодильной машины.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов всех форм обучения технических направлений, обучающихся в учреждениях высшего образования по программам бакалавриата, изучающих дисциплины «Холодильное технологическое оборудование», «Холодильные машины и установки», «Тепло и хладотехника».

Подготовлено на кафедре процессы и аппараты химических технологий НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ».

ISBN ISBN 978-5-4386-2286-4

© Сагдеев А.А., Галимова А.Т. 2024

© Свое издательство, 2024

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Цель работы: ознакомление с устройством, принципом действия малой холодильной машиной, с приборами автоматики, с ее холодильным циклом, а также с методикой испытаний.

1.1 Общие сведения

Самый многочисленный и распространённый класс холодильных машин – это малые холодильные машины. Только лишь в России их количество исчисляется десятками миллионов. Они получили широкое распространение в быту (холодильники, морозильники, кондиционеры), в торговле и общественном питании (холодильные шкафы, камеры, прилавки, витрины, охлаждаемые торговые автоматы), на транспорте и в пищевой промышленности, в сельском хозяйстве, медицине, оборонной технике и науке.

Основной тип этих машин – паровые компрессионные машины, составляющие свыше 95% всех машин данного класса. Оставшаяся часть приходится на абсорбционные, термоэлектрические и воздушные с вихревой трубой.

В настоящее время на практике в холодильной технике применяют порядка 20-ти хладагентов. В основном это вещества неорганического происхождения – вода (H_2O), двуокись углерода (CO_2), аммиак (NH_3), или вещества (фреоны) – фторхлорбромпроизводные углеводородов метана, этана, пропана и бутана.

Фреон – торговая марка, принадлежащая американской фирме «Дюпон», которая в 1928 году впервые синтезировала фреон 12 (обозначение в соответствии с международным стандартом МС ИСО 817-74 – $R12$), поэтому в нашей стране вместо термина «фреон» используют термин «хладон». В парокомпрессионных холодильных машинах широко распространён аммиак ($R717$). Его применяют в машинах средней и крупной производительности.

Аммиак токсичен, взрыво- и пожароопасен. Это налагает соответствующие требования техники безопасности при эксплуатации холодильных машин, использующих его в качестве холодильного агента. Аммиак не корродирует стали, но в присутствии влаги вступает в реакцию с цинком, медью, бронзой и другими сплавами, содержащими медь. В связи с этими свойствами, в малых холодильных машинах аммиак не применяется.

Чистые углеводороды (этан, пропан, бутан) не реагируют с водой.

Хладоны при температурах, в пределах которых осуществляются термодинамические циклы холодильных машин, в обезвоженном состоянии инертны ко всем металлам, кроме сплавов, содержащих более 2% магния.

Растворимость воды в жидких хладонах мала и составляет при комнатной температуре для различных типов $0,01 \div 0,1\%$ (по массе). Присутствие в хладоне нерастворённой влаги приводит к образованию льда в узком сечении дроссельного устройства холодильной машины, что в конечном итоге ведёт к его зарастанию и прекращению подачи хладона в испаритель. Наличие влаги также вызывает гидролиз хладонов с образованием соляной и плавиковой кислот, которые оказывают коррозионное воздействие на металлические детали холодильных машин и разрушают электрическую изоляцию обмотки встроенных электродвигателей. В связи этим устанавливаются очень жёсткие требования по содержанию воды в хладонах, используемых в герметичных холодильных машинах. Для обеспечения безопасного уровня содержания воды в хладоне, в схему холодильной машины включают осушитель, представляющий собой небольшой сосуд, заполненный адсорбентом (силикагель, алюмогель, цеолиты). В осушители, как правило, устанавливают фильтрующие элементы и потому их называют фильтр-осушитель. Место установки фильтра-осушителя в схеме холодильной машины – перед дроссельным устройством.

Хладоны имеют хорошую растворимость в маслах, поэтому в схемах хладонных холодильных машин не предусматривается установка маслоотделителей. Масло, уносимое из компрессора вместе с нагнетаемым газом, поступает в конденсатор, откуда вместе с жидким хладоном дросселируется в испаритель. Возврат масла из испарителя в компрессор осуществляется через всасывающий трубопровод вместе с всасываемыми парами холодильного агента.

В качестве холодильного агента в недавнем прошлом в большинстве малых компрессионных холодильных машин применялся хладон *R12*, однако, из экологических соображений в настоящее время освоен выпуск машин с использованием менее озоноопасных хладагентов *R134a*, *R22*.

1.2 Устройство и принцип работы малой холодильной машины

В паровую компрессионную холодильную машину (рис. 1.1) кроме основных элементов (компрессора *КМ*, конденсатора *Кд*, дросселирующего устройства *РВ* и испарителя *И*) входят дополнительные, которые улучшают характеристики машины и облегчают её эксплуатацию – это регенеративный теплообменник *РТО*, ресивер *Р* и фильтр-осушитель *ФО*.

Регенеративный теплообменник обеспечивает переохладение жидкости перед дросселирующим устройством за счет перегрева пара, всасываемого

компрессором. Установка в схеме холодильной машины регенеративного теплообменника, с одной стороны, позволяет уменьшить потери, связанные с необратимостью процесса дросселирования, увеличить удельную холодопроизводительность хладагента q_0 , повысить эффективность работы испарителя путем снижения сухости выходящего из него пара, гарантировать перегрев паров хладагента на стороне всасывания компрессора и тем самым обезопасить его от влажного хода. С другой стороны – значительный перегрев пара на стороне всасывания сказывается на ухудшении показателей компрессора и увеличении температуры нагнетания, что в свою очередь увеличивает потери цикла холодильной машины, связанные с перегревом пара. В аммиачных холодильных машинах потери, возникающие при установке регенеративного теплообменника, преобладают по сравнению с выигрышем, поэтому от применения *РТО* в них отказываются. В хладоновых холодильных машинах, напротив, выигрыш от использования *РТО* превалирует над потерями, и поэтому в них они часто применяются.

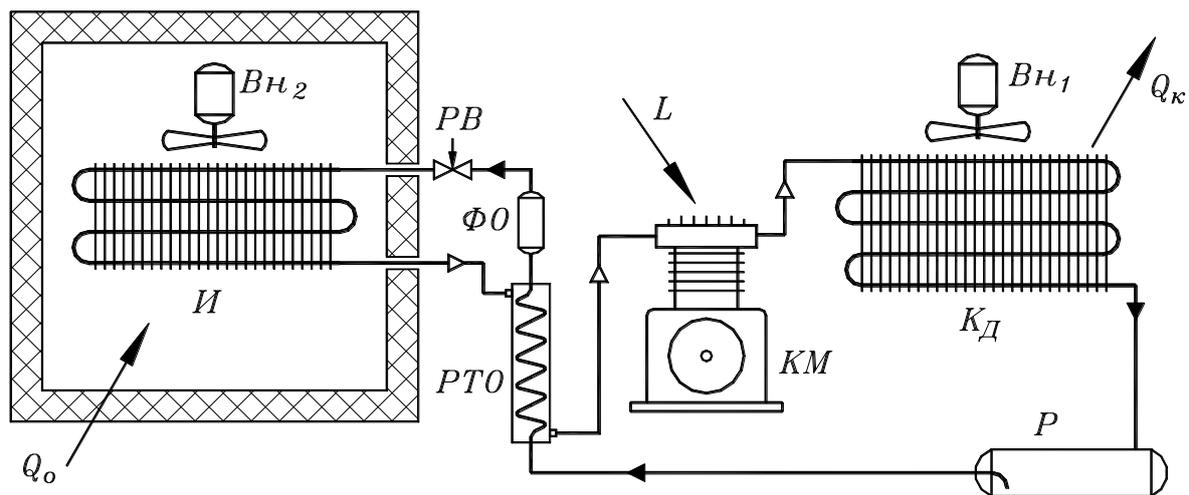


Рис. 1.1. Паровая хладоновая компрессионная холодильная машина:
КМ – компрессор; *Кд* – конденсатор; *РТО* – регенеративный теплообменник; *Р* – ресивер; *И* – испаритель; *ФО* – фильтр-осушитель; *РВ* – дроссельное устройство; *Вн₁*, *Вн₂* – вентиляторы; Q_0 – тепловая нагрузка на испаритель (холодопроизводительность машины); L – работа, совершаемая над газом в компрессоре;
 $Q_k = Q_0 + L$ – тепловая нагрузка на конденсатор

Однако необходимо заметить, что это справедливо для хладоновых машин, работающих в среднетемпературном и низкотемпературном режимах. В высокотемпературных хладоновых машинах (водоохлаждающие машины, кондиционеры) *РТО* не применяют.

Ресивер служит для равномерной подачи жидкого хладагента в испаритель, создания гидрозатвора, предотвращающего прорыв паров хладагента из конденсатора в испаритель, и хранения запаса жидкого хладагента.

Фильтр-осушитель, устанавливаемый перед дроссельным устройством, предназначен для очистки холодильного агента и масла от механических и химических примесей и влаги, тем самым, устраняя опасность коррозии и засорения и намерзания водяного льда в узком сечении дросселя.

В малых холодильных машинах преобладают поршневые компрессоры. Применяются также ротационные компрессоры с катящимся ротором. В настоящее время освоен выпуск малых холодильных машин со спиральными компрессорами.

Малые паровые холодильные машины можно разделить на несколько групп:

- В первую, наиболее распространённую группу, относят машины номинальной холодопроизводительностью примерно до 350 Вт (в основном это агрегаты бытовых холодильников). Их основные элементы: герметичный (со встроенным электродвигателем в заваренном кожухе) компрессор; конденсатор со свободным движением воздуха; капиллярная (дроссельная) трубка, заменяющая регулирующий вентиль; испаритель со свободным движением воздуха.

- Во вторую группу входят машины холодопроизводительностью от 350 до 1200 Вт. Основные элементы этих машин: герметичный компрессор; конденсатор с принудительным движением воздуха; капиллярная трубка или терморегулирующий вентиль; испаритель со свободным или с принудительным движением воздуха.

- К третьей группе принадлежат машины холодопроизводительностью более 1200 Вт, монтируемые на заводах-изготовителях. Их основные элементы: герметичный или бессальниковый (со встроенным электродвигателем в разъемном кожухе со съёмными крышками цилиндров) компрессор; конденсатор с принудительным движением воздуха; капиллярная трубка или терморегулирующий вентиль; испаритель с принудительным движением воздуха. В автомобильных установках этой группы широко применяются также открытые (сальниковые) компрессоры с приводом от автомобильного двигателя.

- В четвертую группу входят машины холодопроизводительностью более 1200 Вт, монтируемые на месте эксплуатации. Здесь используют бессальниковые и открытые компрессоры; конденсаторы с принудительным движением воздуха; терморегулирующие вентили; испарители со свободным или принудительным движением воздуха.

В качестве холодильных агентов в первой группе преимущественно применяют *R134a*, в остальных *R134a*, *R22*, *R502*.

Следует отметить, что границы указанных групп в известной мере условны. Например, в машинах первой группы применяют испарители с принудительным движением воздуха, в машинах второй группы – бессальниковые компрессоры. Среди торгового оборудования встречаются машины с открытым компрессором. Ранее этот тип машины был основным, но в настоящее время его вытесняют более совершенные герметичные и бессальниковые машины.

К малым холодильным машинам предъявляют особые требования. Надежность этих машин должна быть очень высока: они работают многие годы без постоянного наблюдения. Уровень шума должен быть низок, так как их устанавливают в жилых домах, торговых залах и конторских помещениях. Не случайно именно в стандартах на малые холодильные машины впервые в холодильной технике были введены нормативные показатели безотказности, долговечности, шума и вибраций.

Методы испытаний малых холодильных компрессоров и агрегатов также значительно отличаются от методов испытания компрессоров и агрегатов большой производительности в связи с измерением малых расходов холодильного агента и особенностями испытаний компрессоров со встроенным электродвигателем.

Малые холодильные машины идут в авангарде технического прогресса холодильной техники. Именно в этой области впервые были введены: полная автоматизация работы машины и установки; агрегатирование и монтаж на заводе-изготовителе; применение нетоксичных и невзрывоопасных холодильных агентов – хладонов; герметизация компрессоров; повышение частоты вращения компрессоров до 50 с^{-1} (3000 об/мин).

Регулирование производительности малых холодильных машин в основном производится методом пуска и остановки компрессора. Однако в последнее время ведутся разработки по созданию холодильных машин с регулируемым электроприводом компрессоров, (питание асинхронного электродвигателя осуществляется через устройство, которое позволяет плавно менять частоту переменного тока и тем самым изменять частоту вращения двигателя).

Конденсаторы

Конденсаторы малых холодильных машин по способу охлаждения делятся на воздушные и водяные.

Воздушные конденсаторы имеют следующие преимущества: эксплуатация их значительно дешевле; монтаж дешевле и проще – нет необходимости присоединять аппарат к водопроводу и канализации; не нужна охлаждающая вода, за которую необходимо платить в соответствии с показаниями счётчика

(расходомера), а во многих случаях в месте эксплуатации холодильной машины она или дефицитна, или вообще отсутствует.

Вместе с тем воздушные конденсаторы по сравнению с водяными имеют и определённые недостатки: теплопередача в них менее интенсивна, поэтому габаритные размеры и масса больше; давление конденсации выше, что снижает холодопроизводительность, увеличивает расход энергии и требует специальных мер для сохранения надёжности и долговечности машины; вентиляторы воздушных конденсаторов создают шум; температура воздуха в помещении повышается, что может ухудшить условия труда.

Но в целом преимущества воздушных конденсаторов гораздо больше и в малых холодильных машинах общего назначения такие конденсаторы преобладают. Водяные конденсаторы малых холодильных машин применяют на водном транспорте, а также в помещениях, где недопустим шум вентилятора.

Воздушные конденсаторы делятся на конденсаторы с принудительным и со свободным движением воздуха. Последние надёжней, бесшумны, проще и дешевле в изготовлении. Но теплопередача в них хуже и потому для обеспечения допустимых значений температурного напора необходимо увеличивать у них площадь теплообменной поверхности, что ведёт за собой увеличение габаритных размеров и металлоёмкости. Поэтому такие аппараты применяют лишь в холодильных машинах самой малой производительности, примерно, до 300 Вт. В воздушных конденсаторах хладон конденсируется внутри труб. Коэффициент теплоотдачи хладона в процессе конденсации в десятки раз превышает коэффициент теплоотдачи от трубы к наружному воздуху, и поэтому наружную поверхность теплообмена увеличивают путём оребрения труб.

Конденсаторы со свободным движением воздуха обычно состоят из вертикального или наклонно расположенного ребристого змеевика. Это наиболее простые по конструкции конденсаторы холодильных машин. Их применяют в бытовых холодильниках и изготавливают миллионами штук в год. Их основные преимущества: надёжность; долговечность; простота изготовления и обслуживания; малая стоимость; полная автоматизация их изготовления при массовом производстве. Недостатки: низкая интенсивность теплопередачи; большая металлоёмкость; ограниченность тепловых нагрузок.

Основные типы конденсаторов со свободным движением воздуха: проволочно-трубные и листотрубные (рис. 1.2).

Проволочно-трубный конденсатор (рис. 1.2, а) состоит из змеевика, к которому с обеих сторон приварены точечной электросваркой, под прямым углом к трубам, рёбра из стальной проволоки диаметром 1...2,5 мм, шаг рёбер 6...7 мм. Трубы медные наружным диаметром 5...7 мм с шагом петли 40...60 мм. Расположение труб (петель) горизонтальное или вертикальное. Коэффициент

оребрения (отношение наружной площади теплообмена аппарата к внутренней) от 2,5 до 5.

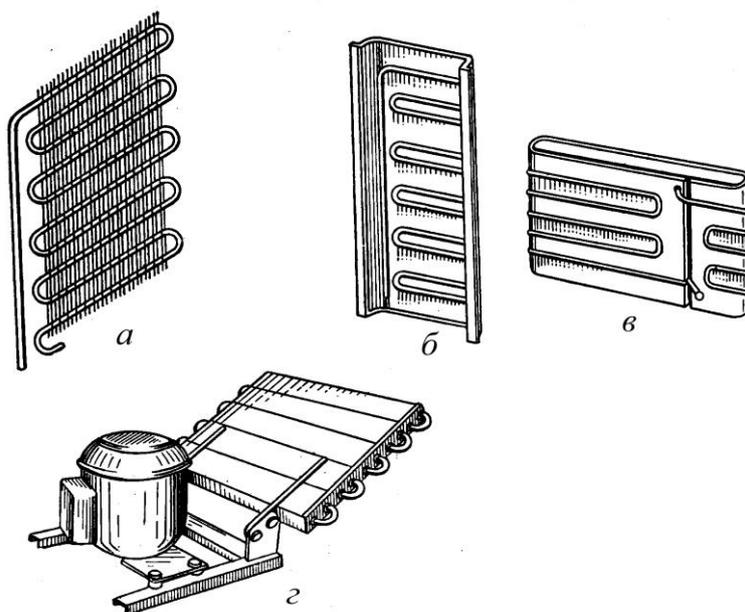


Рис. 1.2. Конденсаторы со свободным движением воздуха:
a – проволочно-трубный; *б, в* – листотрубные (*б* – щитовой,
в – прокатно-сварной); *г* – с плоскими рёбрами

Листотрубный щитовой конденсатор (рис. 1.2, *б*) состоит из змеевика, который приварен, припаян или плотно прижат к металлическому листу, выполняющему роль сплошного ребра. В листе, как правило, делают прорезы с отбортовкой по типу жалюзи. Это позволяет увеличить эффективность работы аппарата. Коэффициент оребрения от 5 до 10.

Листотрубные прокатно-сварные конденсаторы (рис. 1.2, *в*) изготавливают из сваренных между собой алюминиевых листов с каналами для холодильного агента. По конструкции они подобны алюминиевым листотрубным прокатно-сварным испарителям, конструкции которых приведены ниже.

На практике встречаются конденсаторы со свободным движением воздуха, изготовленные на базе конденсаторов, обдуваемых вентилятором. В качестве конденсатора, как правило, используют одну секцию. Такие конденсаторы применяют с обычными агрегатами для торгового оборудования (рис. 1.2, *г*) для установки в помещениях с жёсткими требованиями по шуму. Обычно такой конденсатор монтируют в наклонном или горизонтальном положениях.

В бытовых холодильниках конденсаторы обычно устанавливают у задней стенки шкафа вертикально или под углом до 5° . Листовым щитовым конденсаторам придают коробчатую форму; при этом между конденсатором и стенкой шкафа образуется узкий прямоугольный канал, по которому движется поток воздуха. Это повышает скорость воздуха и улучшает теплоотдачу.

Конденсаторы с принудительным движением воздуха состоят из одной или нескольких секций (плоских змеевиков), обдуваемых осевым вентилятором. Наиболее распространены конденсаторы с плоскими прямоугольными ребрами. Трубы – стальные, медные или (реже) алюминиевые наружным диаметром от 10 до 30 мм, ребра – стальные или алюминиевые, иногда медные. Секции обычно состоят из прямых или U-образных труб, соединенных калачами на сварке или пайке (рис. 1.3).

Контакт между стальными трубами и ребрами обеспечивается горячей оцинковкой, которая вместе с тем защищает конденсатор от коррозии. Медные трубы плотно соединяют с ребрами путем протяжки стального шарика, имеющего диаметр примерно на 0,5 мм больше внутреннего диаметра труб, или методом гидравлической раздачи.

Для защиты от коррозии медных труб со стальными ребрами применяют гальваническое лужение. Наряду с металлическими применяют более дешевые лакокрасочные покрытия, но они, в отличие от горячей оцинковки и гальванического лужения, не улучшают контакт между трубами и ребрами, более того, при этом уменьшается коэффициент теплопередачи аппарата. В этом случае приходится увеличивать поверхность конденсатора. Шаг ребер в конденсаторах торгового оборудования не менее 3,5 мм (так как более узкие зазоры быстро загрязняются), в бытовых кондиционерах обычно около 2,5 мм.

Секции конденсаторов, как правило, имеют прямоугольную форму. Конденсаторы с принудительным движением воздуха состоят из одной или нескольких (до 8) секций. Обычно соседние секции смещены на полшага труб и образуют шахматный пучок. Это повышает коэффициенты теплопередачи вследствие турбулизации потока воздуха. Перегретый пар хладона подводится к первой секции конденсатора сверху, жидкость отводится из последней секции снизу.

Воздух подаётся на конденсатор осевым вентилятором, патрубок которого прикреплён к листу, закрывающего углы конденсатора. Более равномерный поток воздуха получается при всасывании вентилятором воздуха из конденсатора. В агрегатах с открытым компрессором вентилятор устанавливают на валу или маховике компрессора. В герметичных и бессальниковых агрегатах используют вентилятор со своим электродвигателем.

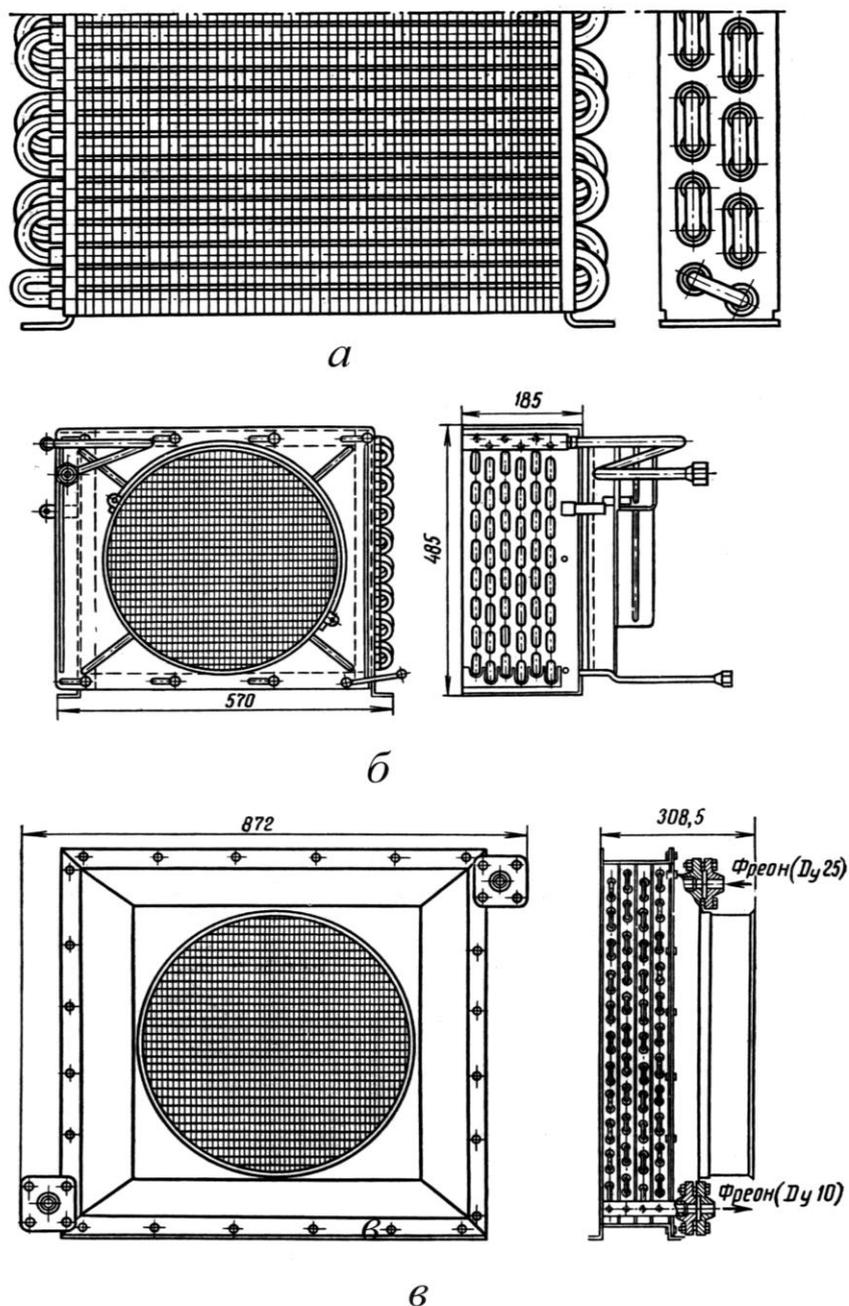


Рис. 1.3. Воздушные конденсаторы:
 а – агрегатов *BC* и *BH*; б – типа *Ф*; в – типа *KB*

Для повышения эффективности работы холодильной машины желательно снизить давление конденсации, увеличением эффективности теплообмена. Это достигается увеличением скорости воздуха. Но с ростом производительности повышается шум вентилятора.

Ранее в малых агрегатах применяли вентиляторы с узкими лопастями, обладавшими повышенным шумом. В последствии были разработаны малошумные и более высокопроизводительные широкополосные вентиляторы (рис. 1.4).

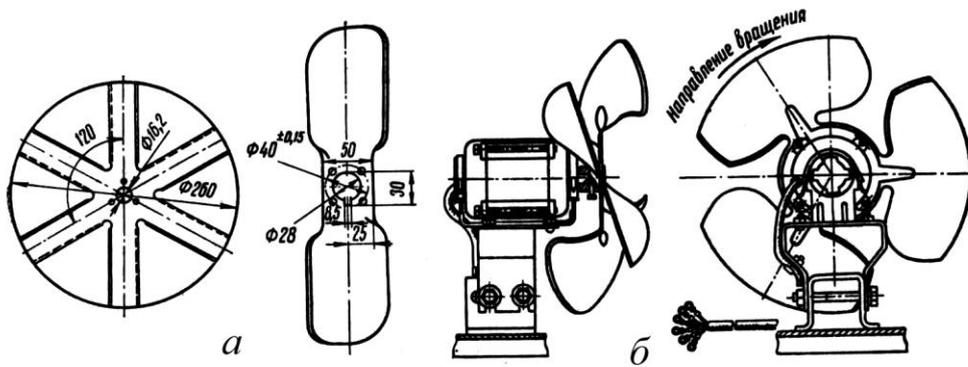


Рис. 1.4. Вентиляторы:
a – с узкими лопастями; *б* – малошумный типа К-95

При проектировании конденсаторов воздушного охлаждения, принято принимать расчётную разницу температур конденсации и окружающего воздуха не более 10К.

Водяные конденсаторы малых холодильных машин преимущественно кожухотрубные горизонтальные с одной или двумя трубными решётками (рис. 1.5).

Пар из компрессора поступает в верхнюю часть кожуха *1* через патрубков *2* и конденсируется на трубах *3*, внутри которых течет охлаждающая вода. Жидкий фреон накапливается в сборнике, образуя гидравлический затвор.

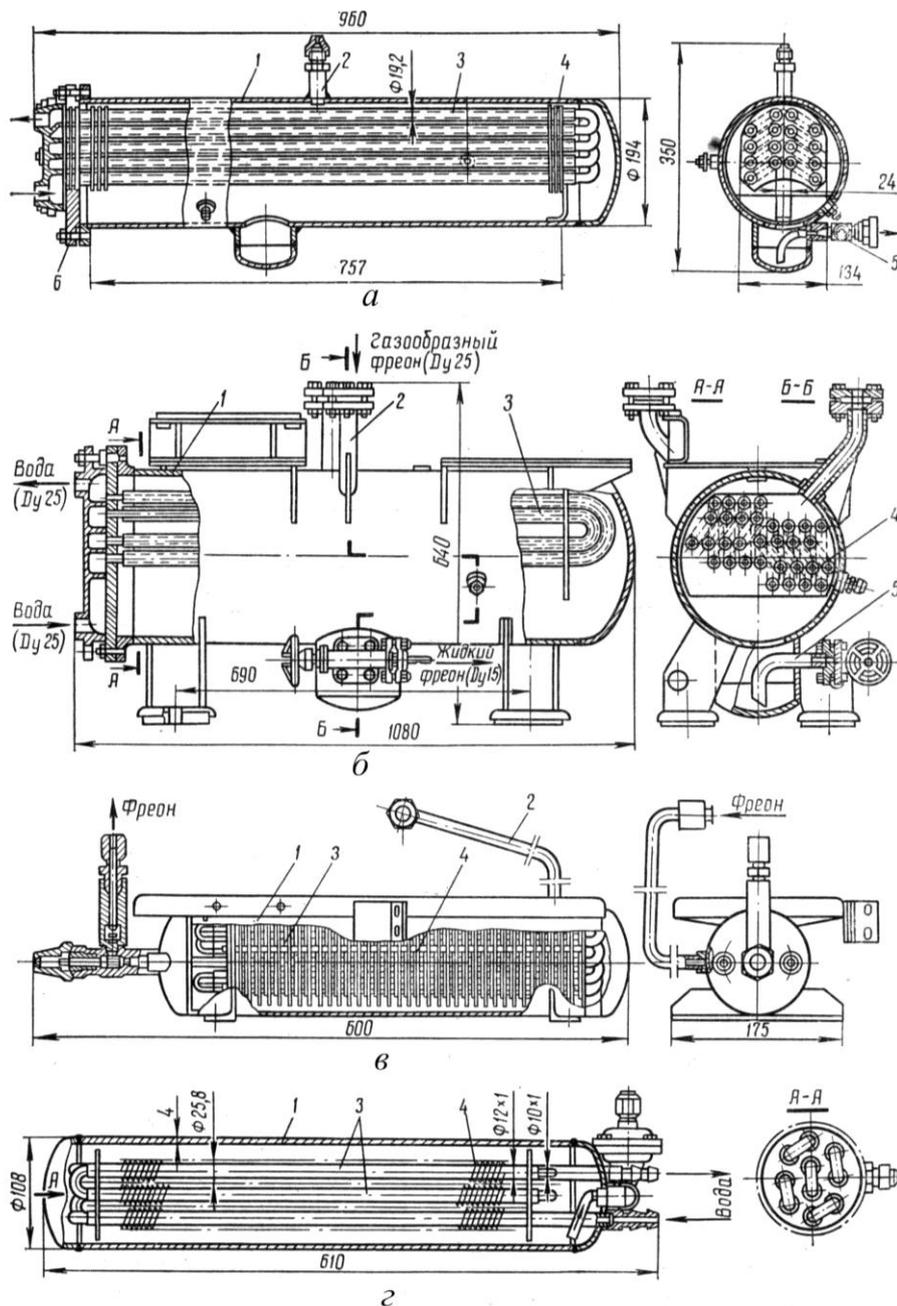


Рис. 1.5. Кожухотрубные горизонтальные конденсаторы:
а – КТР-3; *б* – КТР₂-4; *в, г* – агрегата ФАК-07 АВ

Для обеспечения плотного соединения труб с решеткой применяют развальцовку, сварку или пайку. Конденсаторы со стороны трубных решеток закрыты съемными крышками, в которых сделаны перегородки. Трубы обычно располагают в шахматном порядке, для того чтобы уменьшить количество жидкости на поверхности трубок в нижних рядах.

В кожухотрубных конденсаторах используют плоские или накатанные ребра 4.

Часто горизонтальные кожухотрубные конденсаторы служат несущей конструкцией для монтажа компрессора и электродвигателя, поэтому к верхней части аппарата приваривают монтажные плиты (рис. 1.5, *б, в*).

Испарители

Испарители малых холодильных машин по назначению делятся на испарители для охлаждения воздуха, жидкостей и твердых тел.

Наиболее распространены *испарители, охлаждающие воздух*, – они применяются в бытовых холодильниках, торговом холодильном оборудовании, кондиционерах. Воздух в испарителе одновременно охлаждается и осушается. В зависимости от назначения холодильной установки осушение воздуха может быть нежелательным (при хранении большинства пищевых продуктов) или необходимым (в кондиционерах и механических осушителях). Эти испарители изготавливают двух основных типов – с *принудительным* и со *свободным движением воздуха*. Испарители с принудительным движением воздуха (воздухоохладители) ранее применяли лишь в установках сравнительно большой производительности – холодильных камерах, кондиционерах, механических осушителях воздуха. Но в последствии их начали широко использовать также в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании.

Воздухоохладители (рис. 1.6) изготавливают из медных, а иногда алюминиевых или стальных труб с алюминиевыми, а в некоторых случаях с латунными или стальными ребрами. Трубы собираются в батареи, состоящие из плоских змеевиков (секций). Трубы круглые, наружным диаметром 8...25 мм. Ребра преимущественно пластинчатые толщиной от 0,2...0,5 мм, с шагом (в зависимости от условий оседания инея и оттаивания) обычно от 5 до 16 мм.

Батареи заключены в металлический кожух, прямоугольный, круглый или полукруглый. Поток воздуха создается осевыми или центробежными вентиляторами. Последние применяют в кондиционерах и иных аппаратах с фильтрами и жалюзими.

Воздухоохладители имеют определенные преимущества перед испарителями со свободным движением воздуха: они работают более интенсивно, поэтому легче и компактней, обеспечивают более равномерное распределение температур в охлаждаемом помещении. Испарители со свободным движением воздуха имеют более низкие коэффициенты теплопередачи, но они проще в изготовлении и эксплуатации, у них выше надежность, значительно лучше акустические характеристики, отсутствие интенсивного воздухообмена уменьшает усушку продуктов при хранении. Эти испарители преобладают в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании.

Испарители со свободным движением воздуха изготавливают следующих типов: ребристые (рис. 1.7) из круглых (медных, стальных или алюминиевых)

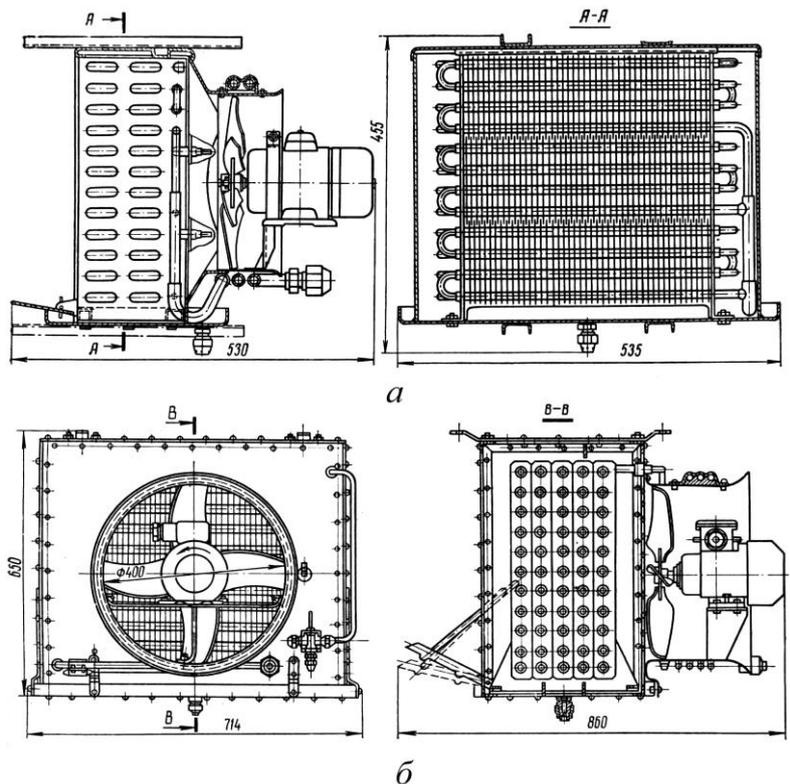


Рис. 1.6. Воздухоохладители:
a – ВО-8С; *б* – ВО-16.

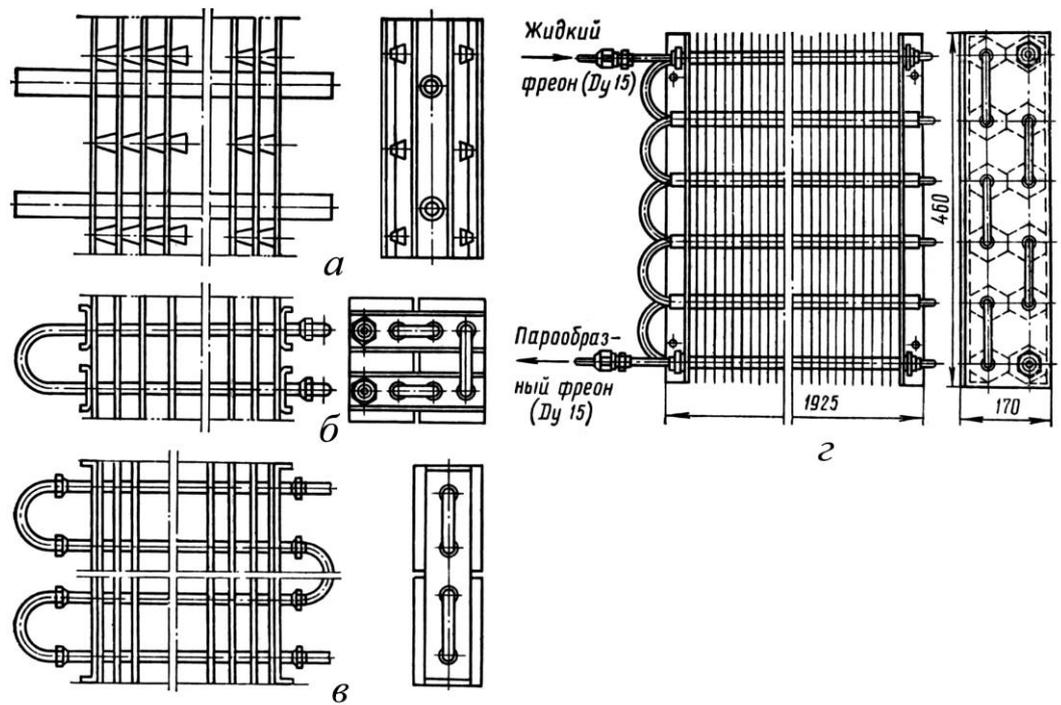


Рис. 1.7. Ребристые испарители:
a – двухтрубная секция; *б, в* – стыковка четырёхтрубных (*б*) и двух-
 трубных (*в*) секций; *г* – испаритель ИРСН-12,5

труб с пластинчатыми или круглыми ребрами; листотрубные (рис. 1.8) из сваренных или спаянных между собой алюминиевых или стальных листов с каналами для хладона; гладкотрубные из неоребрённых труб. Два последних типа применяют в основном в низкотемпературном оборудовании.

Аппараты типа *И* изготавливаются из двухтрубных (рис. 1.7, *а*) и четырехтрубных элементов (секций); их соединяют по одной (рис. 1.7, *б*) или обеим (рис. 1.7, *в*) сторонам. Трубы медные диаметром 12, 16, 18 и 20 мм, длиной от 0,3 до 1,7 м. Шаг труб от 30 до 90 мм, расположение коридорное. Ребра алюминиевые толщиной 0,5 мм, или латунные толщиной 0,4 мм, прямоугольные 160×60; 175×100; 225×140 мм и др. Шаг ребер от 8 до 16 мм. Испарители состоят из одного или двух рядов труб, собранных из 1, 2, ..., 10 элементов (секций). Расположение рядов горизонтальное или вертикальное.

Трубы гальванически цинкуют; ребра штампуют из ленты и насаживаются на трубы; контакт обеспечивается протяжкой стального шарика диаметром на 0,4 мм больше внутреннего диаметра труб. Медные калачи вставляют в разбортованную часть труб и припаивают. Ребра жесткости – стальные толщиной 1...2 мм.

Испарители ИРСН применяются для охлаждения стационарных камер (рис. 1.7, *г*) на предприятиях торговли и общественного питания. Трубы медные диаметром 18×1 мм, ребра латунные с шагом 12,5 мм, трапециевидные, толщиной 0,4 мм. Во всех испарителях – два ряда по 6 труб; ширина аппаратов 160 мм, высота – 450 мм. Присоединительные штуцера имеют резьбу *M27*×2. Для крепления аппарата служат стальные ребра жесткости. Подобную конструкцию имеют испарители для провизионных камер судовых холодильных установок.

Листотрубные испарители для торгового оборудования *ИЛТ* изготавливают из стальных листов толщиной 1 мм с каналами шагом *t* около 26 мм (рис. 1.8, *а*); листы цинкуют снаружи горячим способом.

Листотрубный испаритель льдогенераторов *ЛГ-10М* (рис. 1.8, *в*) представляет собой квадратный лоток площадью 0,24 м² с густой сеткой каналов для хладона. Испаритель состоит из листа коррозионно-стойкой стали толщиной 2 мм, к которому припаян медный змеевик диаметром 10×1 мм длиной 10 м.

Иногда листотрубным испарителям придают П-образную форму и таким образом делят объём витрины или шкафа на несколько частей.

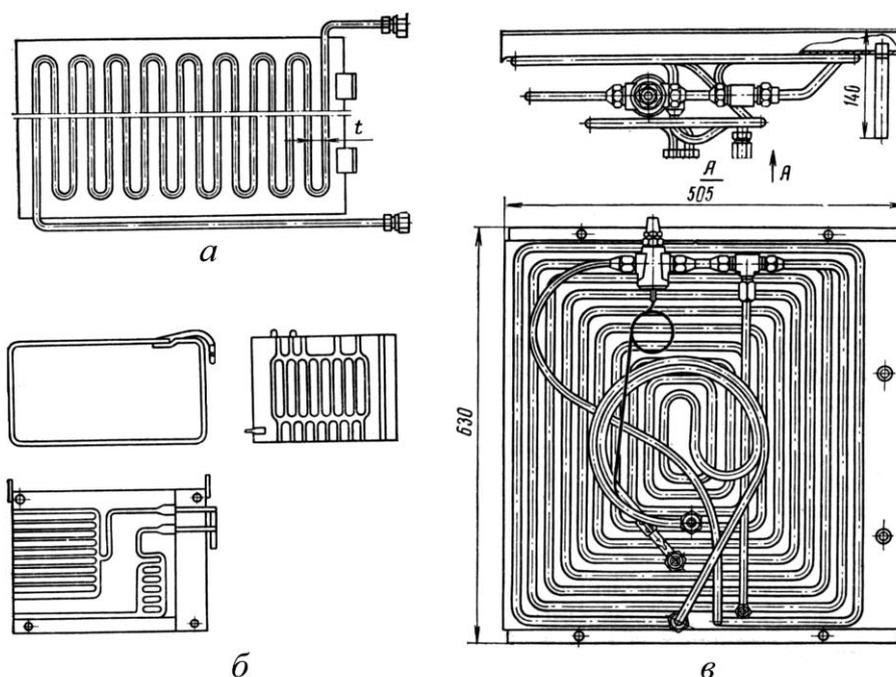


Рис. 1.8. Листотрубные испарители:

a – ИЛТ; *б* – льдогенератора ЛГ-10М; *в* – бытовых холодильников

Основной тип испарителей бытовых холодильников – алюминиевые листотрубные прокатно-сварные (рис. 1.8, *б*). Каналы большой длины на отдельных участках соединяют между собой, чтобы выровнять давление. У выхода, обычно на боковой стенке, делают частую сетку каналов, образующую дополнительную ёмкость для уменьшения скорости пара и отделения жидкости. В месте входа и выхода в верхней части испарителя приварены патрубки.

Прокатно-сварные испарители изготавливают из двух алюминиевых листов обычно толщиной по 3 мм. На очищенную поверхность одного из листов специальной краской наносят рисунок канала. Листы прокатывают, под действием давления они свариваются по всей поверхности, кроме мест, покрытых краской. После этого в каналы подают жидкость под давлением около 10 МПа и они приобретают нужную форму. Для сварки алюминиевого испарителя с медной трубкой используют предварительно сваренные встык отрезки алюминиевой и медной трубок.

Каналы испарителя иногда делают только с его наружной стороны – это улучшает контакт внутренней стенки с замороженным продуктом и облегчает удаление инея.

Алюминиевые испарители для защиты от коррозии анодируют и часто дополнительно покрывают защитным лаком.

Гладкотрубные испарители ИЛТ торгового холодильного оборудования представляют собой змеевики из медных труб, подобные змеевикам листотрубных испарителей (рис. 1.8, *а*). Площадь поверхности от 0,3 до 1,7 м².

В бытовых холодильниках гладкотрубные алюминиевые испарители применяются в высокотемпературном отделении двухкамерных моделей.

По способу движения холодильного агента испарители разделяют на сухие – змеевиковые и затопленные.

В *змеевиковых испарителях* холодильный агент проходит по трубам, соединенным последовательно. Пар, образующийся после дроссельного устройства, составляет 15...25% от общей массы холодильного агента, но занимает большую часть объёма. Толщина слоя жидкости постепенно уменьшается и часть поверхности у выхода служит только для перегрева пара (обычно на 4...6 °С), поэтому используется менее интенсивно. Заполнение испарителя регулируется с помощью регулятора перегрева – терморегулирующего вентиля ТРВ.

В змеевиковый испаритель хладон обычно подается сверху и уходит снизу. При этом способе легко достигается возврат масла в компрессор и требуется меньше хладона для зарядки системы. Но в таком испарителе коэффициенты теплопередачи несколько ниже.

При нижней подаче хладона испаритель работает более эффективно, но сложнее обеспечить возврат масла. Кроме того, требуется большее количество хладагента, заряжаемого в систему. Применяют и комбинированные схемы, при которых в одни секции испарителя хладон подается сверху, в другие – снизу.

Длина змеевика испарителя не должна быть больше определенного предела, в противном случае в нем будет происходить чрезмерное падение давления, и показатели работы машины снизятся. Во избежание этого устанавливают несколько параллельных змеевиков. Раньше их обычно соединяли с помощью коллектора, но если гидравлические сопротивления или тепловые нагрузки отдельных секций значительно различаются между собой, то хладон идет в основном в секции с меньшим сопротивлением. В современных воздухоохладителях у входа в каждую секцию устанавливают отдельный ТРВ или питают несколько секций от одного ТРВ со специальным распределительным устройством.

Рассмотренные выше конструкции воздухоохладителей, ребристых и листотрубных испарителей относятся к змеевиковым испарителям.

Заполнение *затопленного испарителя* (рис. 1.9, а) обеспечивается с помощью регулятора, поддерживающего заданный уровень жидкости. Пар из испарителя поступает в отделитель жидкости (сухопарник). Капли, уносимые при кипении, из отделителя вновь возвращаются в аппарат, а пар уходит во всасывающий трубопровод.

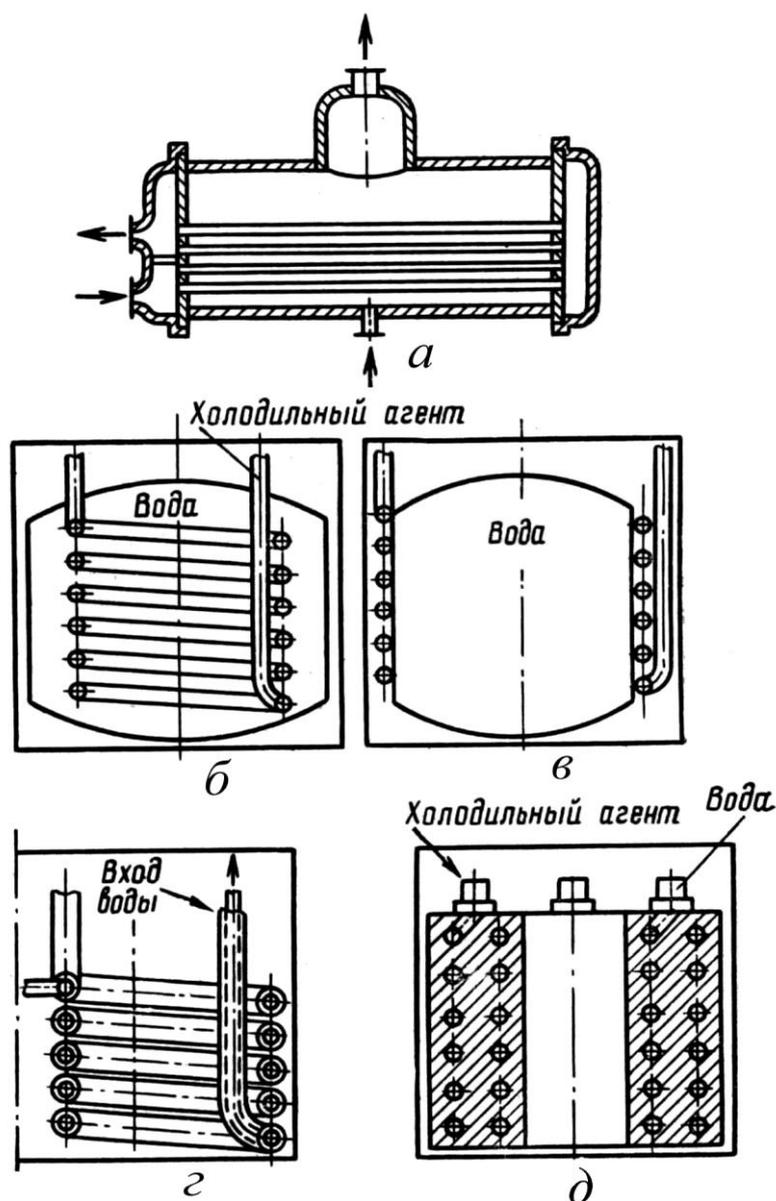


Рис. 1.9. Испарители для охлаждения жидкостей:
 а – кожухотрубный; б – погружной змеевиковый; в – с внешним змеевиком; г – двухтрубный; д – змеевиковый с алюминиевой заливкой

Змеевиковые испарители менее интенсивны, но они дешевле, проще в изготовлении, для их заполнения требуется меньше хладона, легче обеспечить возврат масла в компрессор, поэтому они, безусловно, преобладают в малых холодильных машинах.

По форме поверхности различают ребристые, листотрубные и гладкотрубные испарители.

Теплопередающую поверхность испарителей обычно оребряют в воздушных аппаратах – со стороны воздуха, в испарителях для охлаждения жидкости – со стороны хладона. Это позволяет снизить их массу и габаритные размеры.

По температуре кипения различают испарители с температурой выше и ниже 0°C . На первых иней не оседает, поэтому ребра можно устанавливать с

малым шагом (в кондиционерах примерно до 2 мм). В испарителях с температурой ниже 0°C шаг ребер обычно принимают от 8 до 16 мм, а в первых (по ходу воздуха) секциях до 20 мм. В последних секциях, куда подходит уже подсушенный воздух, шаг ребер 5...10 мм.

Наряду с испарителями для охлаждения холодильных камер используют также теплообменные аппараты, охлаждаемые хладоносителем (обычно рассолом или водой), который в свою очередь охлаждается в испарителе холодильной машины.

В установках с неравномерной тепловой нагрузкой для охлаждения жидкостей применяют испарители – аккумуляторы. В течение большей части времени при малых тепловых нагрузках на испарителе намораживается лёд; при повышении нагрузки он тает, увеличивая отвод тепла от охлаждаемой жидкости. Такие испарители применяют, например, на молочных фермах и заводах, куда тёплое молоко после дойки поступает лишь в течение нескольких часов в сутки. Их используют также в некоторых типах холодильных машин с разомкнутым циклом, в частности – в авторефрижераторах с аккумуляционным охлаждением. Испарители таких авторефрижераторов на зарядных станциях присоединяют к холодильной машине, и раствор замораживают, одновременно охлаждая кузов: во время рейса лёд тает, поддерживая нужную температуру.

Для охлаждения жидкостей в малых холодильных машинах применяют охладители нескольких типов. Змеевиковый испаритель (рис. 1.9, б), погруженный в охлаждаемую жидкость, наиболее простой конструкции, работает неинтенсивно, так как скорость охлаждаемой жидкости мала. В случае замерзания жидкости возможно повреждение змеевика. В испарителе с внешним змеевиком (рис. 1.9, в) условия теплопередачи несколько хуже, но нет опасности повреждения змеевика при замерзании жидкости.

Кожухотрубный испаритель (рис. 1.9, а) интенсивный, но более сложный в изготовлении; для его заполнения требуется больше холодильного агента. Двухтрубный испаритель (рис. 1.9, г) интенсивный, но его аккумулялирующая способность мала, поэтому в ряде случаев холодильная машина с таким испарителем будет работать слишком короткими циклами.

В случае замерзания охлаждаемой жидкости во всех этих испарителях возможна разгерметизация хладоновой системы холодильной машины.

Змеевиковый испаритель с алюминиевой заливкой (рис. 1.9, д) – интенсивный аппарат с достаточно высокой скоростью охлаждения жидкости. Масса алюминия обеспечивает необходимую теплоёмкость системы. Повреждение змеевика с охлаждаемой жидкостью не вызывает разгерметизации хладоновой системы.

Водоохладители автоматов для продажи газированной воды предназначены для охлаждения воды с 25 до 8...12°C. На рис. 1.10, *а* показана конструкция аппарата ВО-35. Аппарат состоит из двух соприкасающихся между собой змеевиков из труб диаметром 10×1 мм с алюминиевой заливкой. По наружному (латунному) змеевику проходит вода, по внутреннему (медному) – хладон.

В водоохладителе СВ-1А (рис. 1.10, *б*) водяной 1 и хладоновый 2 змеевики имеют одинаковый диаметр и расположены один над другим.

В водоохладителе ЗС-1М (рис. 1.10, *в*) водяной 1 и хладоновый 2 змеевики концентричны; между собой они не соприкасаются. Наружный диаметр обеих труб 12×1 мм.

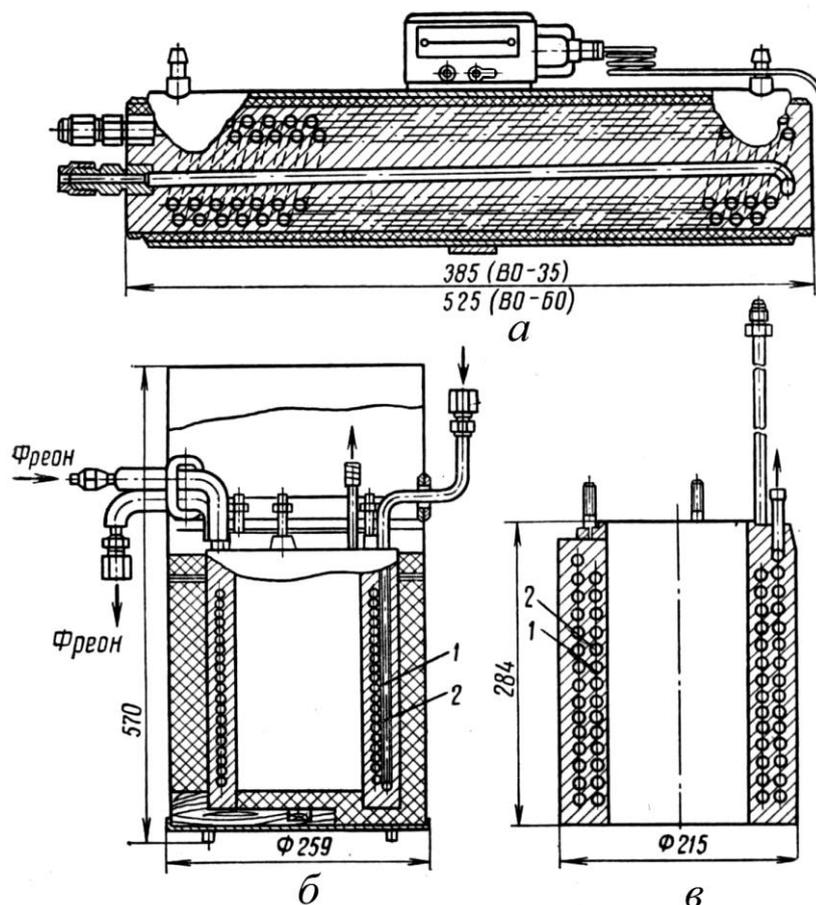


Рис. 1.10. Водоохладители:

а – ВО-35; *б* – СВ-1А; *в* – ЗС-1М.

1 – водяной змеевик; 2 – хладоновый змеевик

В малых холодильных машинах возврат масла из испарителя в компрессор осуществляется вместе с всасываемыми парами хладагента. Поэтому горизонтальные участки всасывающего трубопровода выполняют с уклоном 1:50 в сторону компрессора для облегчения возврата в него масла. Если требуется расположить участок всасывающего трубопровода с движением хладагента вверх, то перед ним следует сделать маслоподъемную петлю-сифон (рис. 1.11).

Масло постепенно накапливается в петле и увлекается парами хладагента. Высота подъема не превышает 3 м. Если две всасывающие линии, поднимающиеся вверх, то их выполняют с петлями и соединяют в одну трубу, как это показано на рис. 1.11.

Испарители для непосредственного (контактного) охлаждения твердых тел применяют на некоторых машиностроительных заводах, а также на предприятиях общественного питания для охлаждения холодных блюд. В наиболее распространенных однокамерных бытовых холодильниках испарители, охлаждающие воздух, используются также для контактного охлаждения замороженных продуктов и форм для льда.

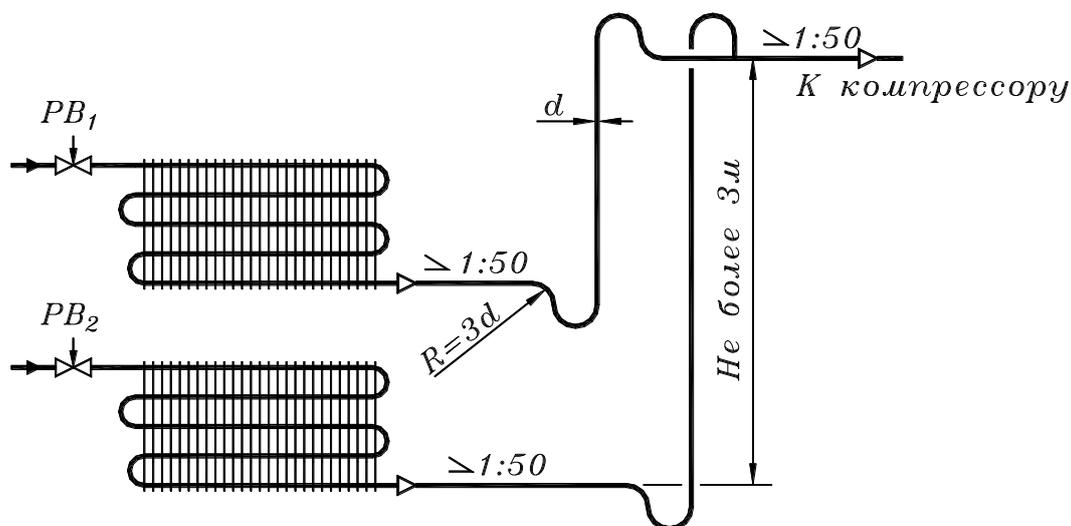


Рис. 1.11. Соединение двух всасывающих трубопроводов, поднимающихся вверх, с помощью маслоподъемных петель

Регенеративные теплообменники

Регенеративные теплообменники малых холодильных машин разделяются на двухтрубные, змеевиковые, кожухозмеевиковые, пластинчатые и комбинированные. Во всех регенеративных теплообменниках всасываемый пар и жидкость движутся противотоком.

Очень распространены двухтрубные теплообменники, состоящие из двух параллельных труб, плотно соединенных между собой (обычно с помощью пайки), либо расположенных одна в другой. Их изготавливают из гладких (рис. 1.12, а, б) или из оребренных труб (рис. 1.12, в). В машинах с коротким всасывающим трубопроводом капиллярную трубку навивают на всасывающую трубу.

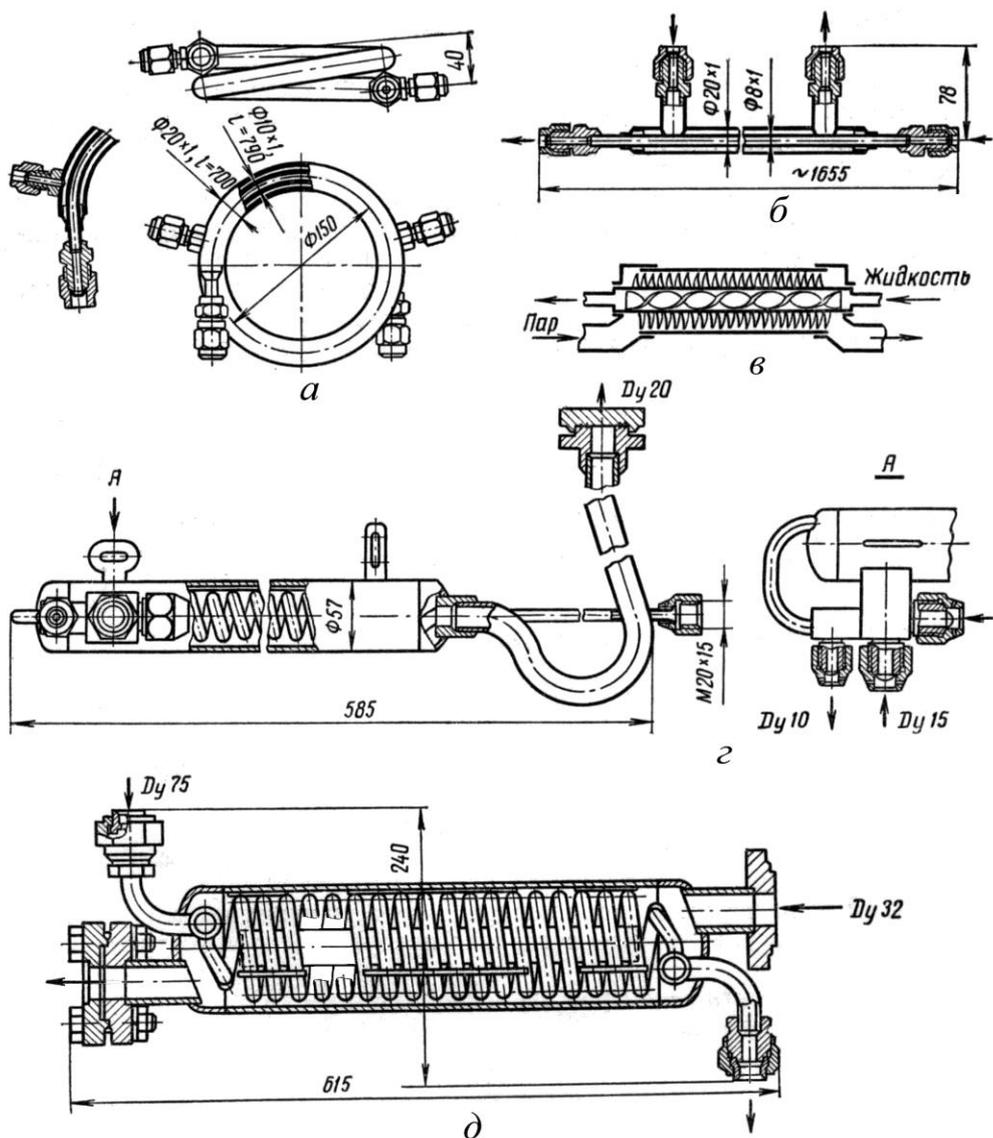


Рис. 1.12. Регенеративные теплообменники:

а, б – двухтрубные; *в* – двухтрубный ребристый; *г, д* – змеевиковые

В тех случаях, когда теплообменник предназначен только для выпаривания капель (при работе на $R22$) применяют гладкотрубные аппараты.

В ребристых двухтрубных аппаратах используют продольные или спиральные ребра со стороны пара; для улучшения теплоотдачи со стороны жидкости иногда применяют спиральные вставки.

В змеевиковых регенеративных теплообменниках жидкостная труба, свернутая в змеевик, проходит внутри прямой паровой трубы (рис. 1.12, *г, д*). Змеевик обычно навивают на вытеснитель (вставка, уменьшающая сечение канала) для повышения скорости пара и интенсификации теплообмена. При наружном расположении змеевика плотность контакта достигается с помощью пайки или раздачи диаметра паровой трубы, а иногда заливки алюминиевым сплавом.

В установках больших размеров используют кожухозмеевиковые (в стальном кожухе которых параллельно установлено несколько змеевиков) и кожухотрубные теплообменники.

В пластинчатых теплообменниках жидкость и пар текут по плоским каналам, разделенным пластинчатыми перегородками. Эти аппараты компактны, но имеют большое гидравлическое сопротивление.

Регенеративный теплообменник часто komponуют в единый блок с холодильным оборудованием (шкафом, прилавком), иногда с агрегатом, ресивером, конденсатором, осушителем. Для обеспечения возврата масла, скорость пара в теплообменнике рекомендуют принимать от 2 до 6 м/с.

Двухтрубные аппараты обычно изготавливают из медных труб, змеевиковые – из стальных наружных и медных внутренних, пластинчатые – из стального листа с медным покрытием.

1.3 Приборы автоматики

Приборы автоматики малых холодильных машин разделяются:

- *по назначению* – на приборы автоматического регулирования и автоматической защиты;
- *по регулируемой или контролируемой величине* – на приборы, воспринимающие температуру, разность температур, давление, разность давлений, уровень жидкости и течение времени;
- *по источнику энергии* – на приборы непосредственного и непрямого действия, в последних для перемещения регулирующего органа используется дополнительный источник энергии (обычно электричество или энергия сжатого холодильного агента);
- *по способу действия* – на двухпозиционные, занимающие лишь одно - из двух положений (включено или выключено, открыто или закрыто), пропорциональные и пропорционально-дифференциальные – плавно изменяющие регулируемую величину от минимального до максимального значения.

Наибольшее распространение получили реле (двухпозиционные датчики), управляющие электродвигателями и электрическими исполнительными механизмами; среди последних главное место занимают соленоидные (запорные) вентили. Основные характеристики реле (температуры, давления и др.) – диапазон настройки (область, в которой можно регулировать данную величину) и дифференциал (разность между значениями регулируемой величины, при которых происходит замыкание и размыкание контактов).

Пропорциональные регуляторы применяют в основном для регулирования заполнения испарителей жидким холодильным агентом. Пропорциональ-

ные регуляторы различают по диапазону настройки и по степени неравномерности (разности значений регулируемой величины, при которой регулирующий орган перемещается из полностью открытого положения в закрытое).

Реле температуры

Реле температуры изготавливают с несколькими типами чувствительных элементов. В реле манометрического типа термочувствительная система заполнена жидкостью. При повышении температуры давление в системе растет, упругий элемент (мембрана или сильфон) перемещается и замыкает или размыкает контакты. В ртутных реле (контактных термометрах) электрическую цепь замыкает столбик ртути. В полупроводниковых реле под действием температуры изменяется электрическое сопротивление чувствительного элемента – термистора или резистора (у термисторов с повышением температуры сопротивление растет, у резисторов – снижается). Биметаллические реле состоят из двух соединенных между собой пластин из металлов с разными коэффициентами теплового расширения. При изменении температуры пластины изгибаются и переключают контакты. Этот тип приборов является основным для автоматической защиты герметичных машин.

Наибольшее распространение в малых холодильных машинах получили температурные реле манометрического типа. Они могут воспринимать температуру воздуха в камере или температуру поверхности испарителя. Последний тип проще и дешевле в изготовлении, он широко применяется в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании.

Реле температуры серии *T110* показано на рис. 1.13. При нагревании капиллярной трубки *1* (она заменяет термобаллон) давление хладагента *R12* в ней и, соответственно, в сильфоне возрастает. Это приводит к перемещению доннышка сильфона с рычагом *2*. Рычаг *2*, преодолевая усилие пружины *3*, отводит ось O_2 перекидной пружины *14* ниже линии $O_4 - O_2$. При этом рычаг *13* резко перемещается вверх до упора в винт *9*. Освободившаяся пружинящая пластина *12* замкнет контакты *11* и *10*.

При повороте рукоятки *4* кулачок *5* перемещает пластину *7* влево и увеличивает натяжение пружины, что повышает температуру выключения и включения. Юстировочным винтом *8*, который перемещает гайку *6*, устанавливая $t_{\text{выкл}}$ так, чтобы нижняя установка рукоятки соответствовала её минимальному значению. Дифференциал подгоняют под номинальное значение винтом *9*. Винты *8* и *9* на заводе обычно пломбируют.

Разрывная мощность контактов 500 В·А. Масса прибора менее 100 г.

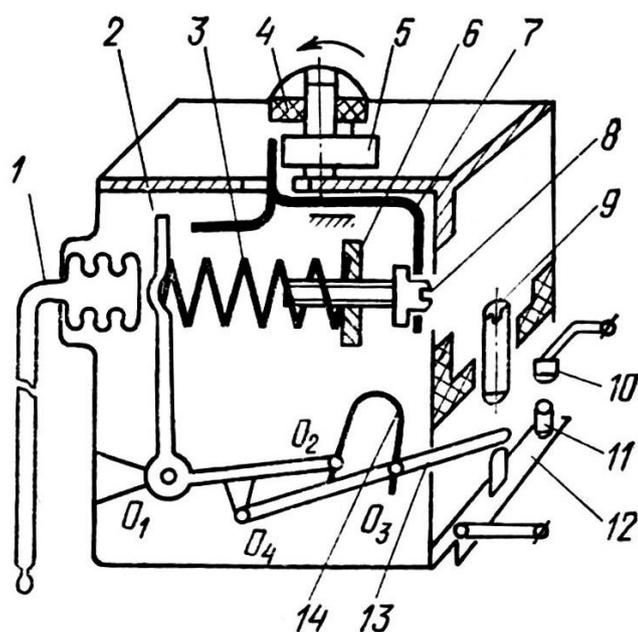


Рис. 1.13. Конструктивная схема реле температуры домашнего холодильника

Реле давления

Реле давления по конструкции близки к манометрическим реле температуры, но в них на упругий элемент непосредственно действует давление, воспринимаемое прибором. Рассматриваемые приборы могут регулировать или контролировать низкое давление (всасывания) или высокое (нагнетания). Такие одноблочные (состоящие из одного блока) реле обозначают соответственно $РДН$ и $РДВ$. Применяют также реле давления $РД$ с двумя чувствительными элементами (блоками низкого и высокого давления) и общей контактной группой. Контакты $РДН$ размыкаются при понижении давления, контакты $РДВ$ – наоборот, при его повышении. Первый из этих приборов может служить для регулирования производительности компрессора (по способу пусков и остановок), а также для защиты машины от недопустимого понижения давления кипения, второй ($РДВ$) – только для защиты от опасного повышения давления нагнетания.

Типовая конструкция *одноблочного реле* низкого давления показана на рис. 1.14. При повышении давления, доньшко сильфона 20 давит на шток 19, который, в свою очередь, поворачивает рычаг 17, преодолевая силу упругости сжатой пружины 8. Когда рычаг 17 упрется в верхний выступ вилки 22, давлению придется преодолеть ещё силу упругости растянутой пружины 23. Рычаг 9 под воздействием пружины 18, навитой на ось O_3 , прижат к винту 16 и вращается вместе с рычагом 17 вокруг оси O_1 . Когда ось O_4 на конце рычага 9 перейдет за линию $O_5 - O_6$, пружина переключателя 12 обеспечит резкое замыкание контактов 14 и 15.

13 относительно оси O_6 в стойке 10, изменяя зазор между контактами 14 и 15. Юстировочные винты используют только при сборке приборов и затем пломбируют.

В двухблочных реле (см. рис. 1.15) блоки низкого и высокого давлений, скомпонованные в одном корпусе, воздействуют на общий электрический контакт.

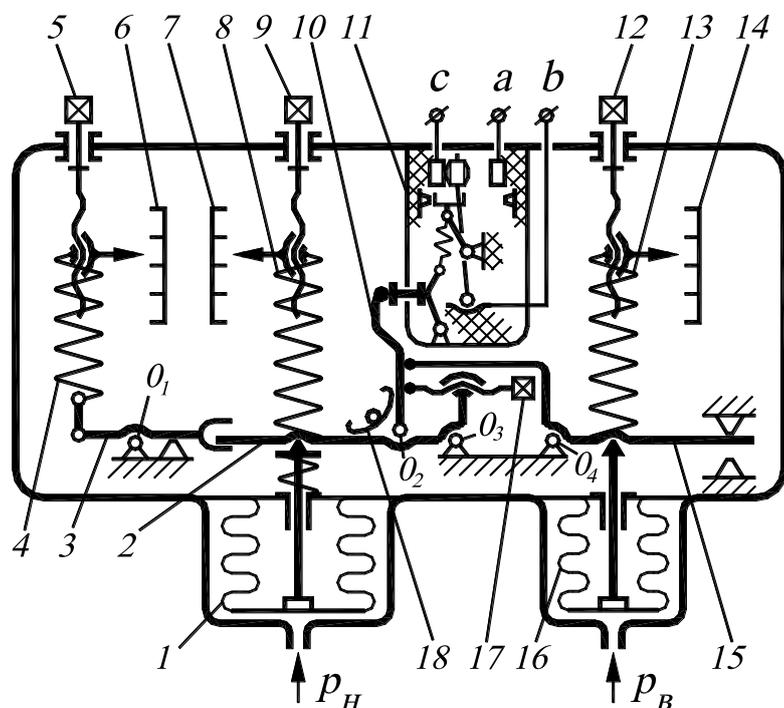


Рис. 1.15. Конструктивная схема двухблочного реле давления Д220

Механизм $PД_H$ аналогичен $PД1-01$: при повышении низкого давления p_H шток сильфона 1, преодолевая усилия пружин 8 и 4, поворачивает рычаг 2 и рычаг 10, нажимая на кнопку микропереключателя 11, включает контакты а и б, через которые обычно включают катушку пускателя компрессора. Детали 1 – 10, 17 и 18 аналогичны соответствующим деталям реле $PД-1-01$.

При повышении высокого давления $p_в$ (например, давления нагнетания в компрессоре) доньшко сильфона 16, преодолевая силу упругости пружины 13, поворачивает рычаг 15 вокруг оси O_4 , и носик рычага отводит рычаг 10 от контакта микропереключателя, размыкая контакт в цепи а–б. При снижении давления $p_в$ на величину дифференциала пружина 18 поворачивает рычаг 10, и он снова замыкает контакт цепи.

Установка заданной величины выключения $p_в$ производится винтом 12. Гайка 13, сжимая пружину, одновременно указывает по шкале 14 установленное давление.

Регуляторы перегрева

Для регулирования заполнения испарителей хладагентом широко применяют пропорциональные регуляторы перегрева, называемые обычно терморегулирующими вентилями (ТРВ).

Под перегревом пара на выходе, из испарителя понимают разность между температурой перегретого пара (на выходе из испарителя) $t_{\text{вых}}$ и температурой кипения t_o .

$$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_o,$$

где t_o определяется по давлению пара на выходе из испарителя. Соответственно ТРВ имеет два чувствительных элемента: один воспринимает температуру $t_{\text{вых}}$, преобразуя её в давление, а другой – непосредственно давление p_o . Таким образом, в отличие от регуляторов разности температур, ТРВ воспринимает не любую разность температур, а только перегрев пара.

При уменьшении заполнения испарителя перегрев пара на выходе возрастает и ТРВ автоматически увеличивает подачу хладагента.

Давление из испарителя p_o может подаваться к ТРВ как со стороны входа в испаритель, так и со стороны выхода (по уравнительной трубке). Соответственно различают ТРВ с внутренним и внешним отбором (уравниванием).

Рассмотрим конструкцию и схему работы *ТРВ с внутренним отбором* давления.

Температура на выходе из испарителя (рис. 1.16) воспринимается термобаллоном T_6 манометрической термосистемы. Наполнитель термосистемы выбран так, что когда температура термобаллона равна температуре кипения $t_{T_6} = t_o$ (при 100%-ном заполнении испарителя жидкостью, т.е. при $\Delta t = 0$), давление $p_{T_6} = p_o$. Давление из термобаллона p_{T_6} по капиллярной трубке 8 подается на мембрану 7 сверху, а давление в испарителе p_o воздействует на мембрану 7 снизу. При $\Delta t = 0$, т. е. при $p_{T_6} = p_o$, мембрана не прогибается, и под действием пружины 3 клапан 5 закрывает подачу жидкости из конденсатора в испаритель. Данная ситуация соответствует остановке компрессора, т.е. когда в период стоянки в результате прогрева, температуры и давления в испарителе и термобаллоне выравниваются. При уменьшении заполнения испарителя (например, из-за увеличения тепловой нагрузки) жидкость выкипает быстрее и в некоторой точке B уже остается только насыщенный пар. При движении пара на участке $B-V$ он перегревается. С повышением $t_{\text{вых}}$ растут температура и давление в термобаллоне. При $p_{T_6} > p_o$ мембрана 7 прогибается вниз и через толкатели 6 и иглодержатель 4 сжимает пружину 3, увеличивая открытие клапана, пока сила упругости сжатой пружины не уравнивает разность давлений.

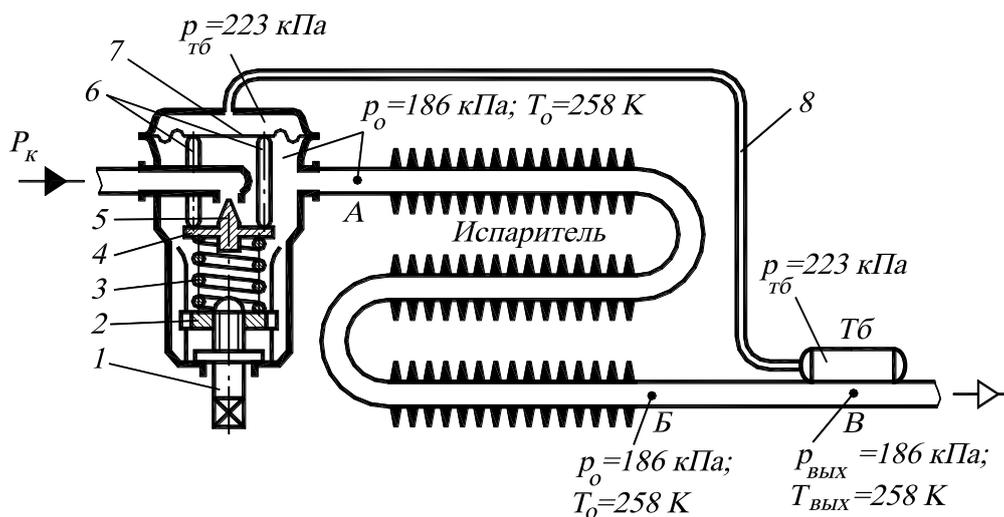


Рис. 1.16. Схема работы ТРВ с внутренним отбором давления

Поясним работу ТРВ конкретным примером. Жидкий $R12$ из ресивера поступает к ТРВ с давлением p_k . В отверстии клапана жидкость дросселируется, давление её падает до давления в испарителе $p_o = 186$ кПа, которое поддерживается компрессором. При этом часть жидкости превращается в пар и температура остальной жидкости снижается до -15°C (точка A). При движении по трубкам испарителя концентрация пара за счёт теплопритока увеличивается и в некоторой точке B вся жидкость превратится в насыщенный пар. Если считать, что давление на выходе из испарителя примерно такое же, как и на входе, то температура кипения на всём участке $A-B$ постоянна и равна -15°C . На участке $B-B$ теплоприток идёт уже не на кипение, а на подогрев пара. Если пар перегрется на 5°C , то температура его на выходе из испарителя станет -10°C . Примерно такую же температуру (-10°C) примет и термобаллон, но давление в нём будет не 186 кПа, как в испарителе, а 223 кПа, так как давление его определяется температурой (-10°C).

Таким образом, перегреву пара на 5°C (от -15°C до -10°C) соответствует разность давлений 37 кПа:

$$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_o = -10 - (-15) = 5^\circ\text{C}; \quad \Delta p = p_{\text{Тб}} - p_o = 223 - 186 = 37 \text{ кПа}$$

Эта разность давлений обеспечивает соответствующее открытие клапана.

Заданное начальное значение перегрева устанавливается соответствующим натяжением пружины 3. При повороте винта 1 гайка 2 скользит по прорезям в корпусе, сжимая пружину 3.

В змеевиковых испарителях, когда падение давления в испарителе более 10...20 кПа (величину предельного падения давления уточняют в зависимости от типа хладагента и температуры кипения), применяют ТРВ с внешним отбором (рис.1.17). Давление под мембрану подается со стороны выхода испарителя по уравнительной трубке 8. Поясним на примере, в чем преимущество внешне-

го отбора. Пусть падение давления в испарителе составляет 20 кПа. Тогда температура кипения ближе к выходу (точка *Б*) будет уже не -15°C (как при 186 кПа), а -18°C (166 кПа). При том же перегреве в 5°C давление в термобаллоне T_6 станет 200 кПа (а не 223 кПа). Если под мембрану 7 подавать давление $p_A = 186$ кПа (со стороны входа, как в ТРВ с внутренним отбором), то перегреву в 5°C будет соответствовать разность давлений $\Delta p = 200 - 186 = 14$ кПа, что не обеспечит требуемое открытие клапана. Для прежнего открытия клапана потребовалось бы поддерживать перегрев не 5, а 8°C (от -18°C до -10°C). Точка *Б* оказалась бы левее, и заполнение испарителя было бы меньше. При внешнем отборе перегрев в 5°C (от -18°C до -13°C) создаст $\Delta p = 200 - 166 = 34$ кПа, т. е. почти как и в ТРВ с внутренним отбором.

Конструктивно на рис. 1.17 показан угловой ТРВ. Хладагент давлением p_k через сетчатый фильтр 1 и клапан 2 поступает в испаритель. Заданный перегрев изменяется начальным натяжением пружины 6. Винт 3 с косозубой шестеренкой 4 вращает гайку 5. При этом гайка 5 по прорезам в корпусе перемещается вверх или вниз, изменяя натяжение пружины.

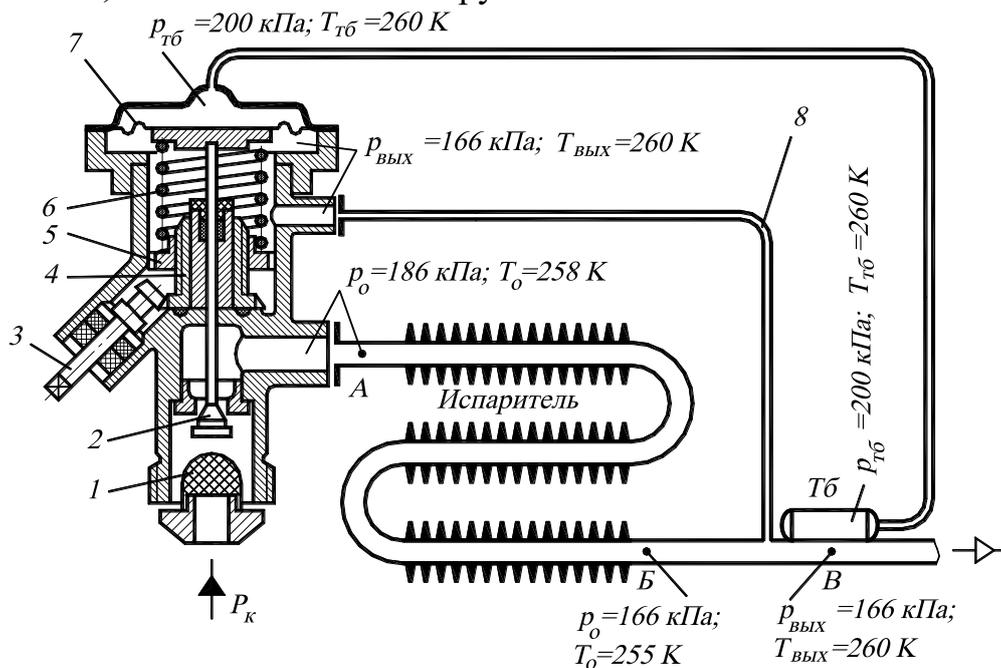


Рис. 1.17. Схема работы ТРВ с внешним отбором давления

Внешний отбор не только повышает чувствительность прибора в результате подачи, под мембрану более низкого давления (со стороны выхода из испарителя), но имеет и другие преимущества.

На выходе из ТРВ можно поставить дополнительный дроссель, что увеличивает давление за клапаном 2 и разгружает его. Повышенное давление после клапана необходимо также при работе ТРВ в комплекте с распределителем жидкости для подачи хладагента в несколько параллельных змеевиков воздухоохладителя. При зарядке термосистемы ТРВ хладагентом, на котором работает машина, повышенное давление (и температура) за клапаном, а также подача

под мембрану перегретого пара снижают опасность конденсации пара над мембраной.

Конструкции распределительных устройств представлены на рис. 1.18. Их назначение – сблизить величины сопротивления отдельных змеевиков. Например, если к одному ТРВ параллельно присоединены два испарителя с сопротивлениями 1 и 3 кПа, то во второй, из-за того, что у него в 3 раза больше сопротивление, будет поступать гораздо меньше жидкости. Если же перед каждым из них поставить устройство с сопротивлением 100 кПа, то общее сопротивление каждого из них составит соответственно $100 + 1 = 101$ кПа и $100 + 3 = 103$ кПа, и следовательно их сопротивления, относительно друг друга, будут отличаться не значительно, а потому змеевики будут работать одинаково.

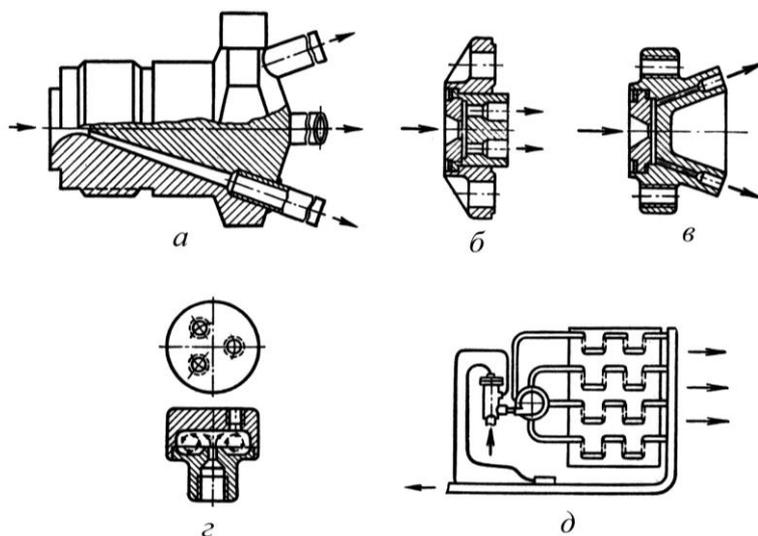


Рис. 1.18. Конструкции распределительных устройств ТРВ: конструкции (а – с) и схема присоединения (д)

Терморегулирующие вентили с внешним отбором применяют для питания испарителей, в которых падение давления хладагента больше величин, приведённых в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Падение давления (не менее) хладагента в испарителе, кПа					
Хладагент	Температура кипения хладагента t_o , °С				
	+5	-7	-18	-29	-40
R12	14	10	7,0	5,0	3,5
R22	21	14	10	7,0	5,0
R502	21	7	12	9,0	7,0

1.4 Обследование малой холодильной машины

Целью данного обследования является ознакомление с конструкцией и работой (предложенной по усмотрению преподавателя) малой холодильной машины и с последующим составлением акта обследования.

Порядок выполнения и оформления протокола обследования

1. Перед началом работы убедиться в том, что установка обесточена. На электрощитке (рубильнике) повесить табличку «**Не включать! Работают люди!**».

2. Проверить исправность изоляции кабеля электропитания установки и наличие заземления.

3. Проверить наличие защитного кожуха вращающихся деталей привода компрессора.

4. Дать характеристику малой холодильной машины (перечень основных элементов, как они смонтированы и т.д.)

5. Указать характеристику привода компрессора – мощность электродвигателя (кВт), частота вращения (об/мин), тип привода и его передаточное отношение, и т.д.

6. Дать характеристику компрессора (марка, тип, и т.д.).

7. Обследовать обвязку аппаратов холодильной машины хладоновыми трубопроводами, и на основании этого сделать вывод о термодинамическом цикле, по которому она работает. Привести схему и цикл работы обследуемой холодильной машины. Привести перечень контрольно-измерительных приборов и средств автоматики (КИПиА), их марок, пределов измерений и класса точности. Для средств автоматики указать параметры их настройки. На схеме холодильной машины указать места подсоединения КИПиА.

8. Дать характеристику всех аппаратов входящих в состав холодильной машины – указать их тип, назначение. Для теплообменных аппаратов необходимо привести значения основных конструктивных элементов – размеры теплообменных трубок и их взаимное расположение, шаг и толщину рёбер, материал рёбер и трубок, наличие антикоррозионного покрытия.

9. Указать взаимное расположение (по отношению к высотным отметкам) испарителя и компрессора. Дать заключение о необходимости (если такая необходимость имеется) выполнения маслоподъёмных петель.

10. Сделать заключение о наличии в системе хладагента.

Проверить наличие хладагента в системе можно следующим образом:

- Открыть вентили на стороне всасывания и нагнетания компрессора, а также вентиль на выходе из ресивера.

- После выравнивания давления, сравнить температуру воздуха в помещении, где установлена холодильная машина, с показаниями температуры

насыщения хладона в системе по шкале манометров. Если манометры не имеют температурную шкалу, то температуру насыщения следует определить по диаграмме состояния хладона для заданного давления. Равенство температуры воздуха в помещении и температуры насыщения хладона (соответствующая показанию манометра) говорит о том, что в системе жидкая и парообразная фаза хладагента находятся в равновесном состоянии. В противном случае в системе находится только лишь перегретый пар, и здесь однозначно можно утверждать, что холодильную машину требуется заправить хладоном. В первом же случае в системе имеется жидкий хладон, но при работе холодильной машины под нагрузкой его может оказаться недостаточно. И потому, здесь окончательное решение принимается при работающей машине.

11. Дать заключение о возможности запуска в работу холодильной машины (положительное заключение подразумевает обязательное выполнение пунктов 2 и 3 данного обследования).

12. При положительном заключении о возможности включения в работу холодильной машины, произвести её запуск с целью собрать весь хладон системы в ресивер. Для этого выполнить следующее:

- Открыть нагнетательный клапан. Если клапан двухходовый, то открывать его следует до предела, при этом происходит отсечение от линии манометра и реле давления. Затем следует его прикрыть на 1...2 оборота с целью вновь подсоединения их к линии.

- Закрыть клапан на выходе хладона из ресивера.
- Закрыть клапан на стороне всасывания компрессора.
- Произвести запуск компрессора.
- Плавно открыть всасывающий клапан компрессора. Запуск компрессора с закрытым всасывающим клапаном и последующим его плавным открытием, как правило, практикуется для компрессоров средней и большой производительности. Это позволяет избегать гидравлического удара в момент пуска из-за влажного хода, возникающего вследствие бурного вскипания хладагента в испарителе и образования большого количества пены.

- Процесс откачки из системы хладона контролировать по показанию манометра, подсоединённого к стороне всасывания. Вакуумирование системы производить до момента, когда реле давления отключит компрессор.

- Записать значение давления всасывания, при котором произошло отключение, и сравнить его с тем, которое было установлено в реле. Записать направление вращения коленчатого вала.

При вакуумировании системы необходимо иметь в виду то, что при длительном нахождении системы под давлением ниже атмосферного, вследствие не герметичности разъемов может иметь место подсос воздуха и вместе с ним

влаги из атмосферы. Поэтому оставлять холодильную систему под вакуумом не рекомендуется, и после того как хладон собран в ресивере, давление в системе можно поднять, выпустив небольшую порцию хладона из ресивера в систему.

13. Если вентилятор конденсатора установлен на валу компрессора, необходимо проследить за тем, чтобы направление вращения обеспечивало движение воздуха от конденсатора к вентилятору. Направление вращения важно также и для компрессоров с принудительной системой смазки от нереверсивных встроенных маслонасосов. В этом случае направление вращения отмечается стрелкой на торцевой крышке компрессора. Для смены направления вращения необходимо поменять местами любые две фазы питающего кабеля на клемнике электродвигателя, о чём и делается (при необходимости) запись в протоколе обследования.

14. Остановить компрессор. Закрыть все вентили.

1.5 Испытание малой холодильной машины

Цель работы: ознакомление с упрощённой методикой определения холодопроизводительности машины на установившемся режиме работы.

Порядок выполнения работы

1. Проверить исправность изоляции кабеля электропитания установки и надёжность заземления.
2. Проверить исправность защитного кожуха вращающихся деталей привода компрессора.
3. Открыть вентили на стороне нагнетания и всасывания компрессора, а также на выходе хладона из ресивера.
4. Включить рубильник и, нажав на кнопку магнитного пускателя, запустить холодильную машину.
5. Дать проработать установке в течении 30...40 мин.
6. Записать показания манометров на линии всасывания $p_{вс}$ и нагнетания $p_{наг}$ компрессора в таблицу 1.2.

Таблица 1.2

Протокол испытания				
Измеряемые величины		Величины, снятые из диаграммы состояния		
$p_{вс}$, ати	$p_{наг}$, ати	h_1 , кДж/кг	h_3 , кДж/кг	v_1 , м ³ /кг

7. Собрать хладон из системы в ресивер, предварительно перекрыв вентиль на выходе из него.

8. По окончании вакуумирования, выпустить небольшую порцию хладона в систему для создания в ней незначительного избыточного давления.

9. Закрыть вентили на стороне всасывания и нагнетания компрессора.

Обработка результатов

1. Определить абсолютное давление кипения и конденсации:

$$p_o = 0,098 \cdot p_{вс} + 133,3 \cdot 10^{-6} \cdot B, \text{ мПа};$$

$$p_{\kappa} = 0,098 \cdot p_{наг} + 133,3 \cdot 10^{-6} \cdot B, \text{ мПа},$$

где $p_{наг}$, $p_{вс}$ – избыточные давления нагнетания и всасывания, измеренные по манометрам на линиях нагнетания и всасывания, кгс/см²; B – барометрическое давление, мм. рт. ст.

2. Построить термодинамический цикл данной машины (см. протокол обследования) при следующих допущениях:

- Дроссельными потерями на линии всасывания и во всасывающем вентиле, а также на линии нагнетания и в нагнетательном вентиле пренебрегаем.

- Состояние жидкого агента $R12$ на выходе из конденсатора соответствует условиям насыщения (точка 3 лежит на левой ветви пограничной кривой насыщения, см. рис. 1.19).

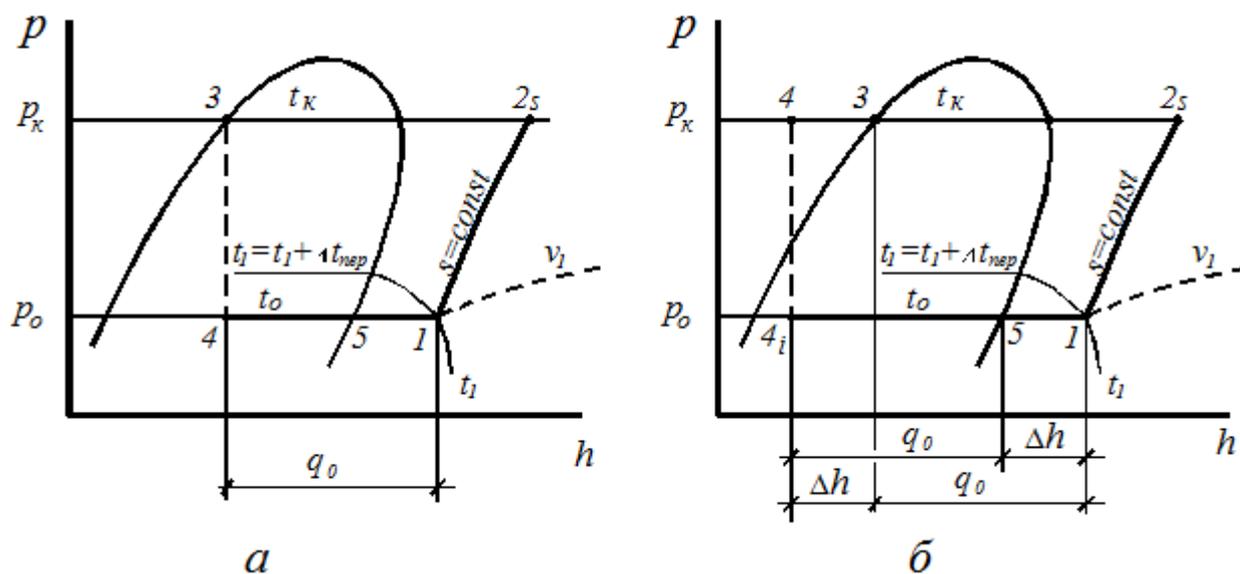


Рис. 1.19. Термодинамический цикл одноступенчатой холодильной машины:

a – нерегенеративный; *б* – регенеративный

- Величину перегрева паров хладона $R12$ на линии всасывания для регенеративного цикла принимаем $\Delta T_{пер} = 15^\circ\text{C}$, для не регенеративного – величиной перегрева поддерживаемого $ТРВ$.

3. Выполненные построения перенести с реальной диаграммы на рисунок в отчёт без соблюдения масштаба. На рисунке необходимо проставить численные значения параметров цикла, полученные из реальной диаграммы. Параметры точки 1 и 3 вписать в таблицу 1.2.

4. Вычислить удельную массовую холодопроизводительность q_o , кДж/кг.

Удельную массовую холодопроизводительность вычисляют как разность энтальпий хладагента на выходе и входе в испаритель.

Для нерегенеративного цикла (рис. 1.19) $q_o = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$.

Для регенеративного $q_o = h_5 - h_4 = h_1 - h_3$ (равенство разности энтальпий для участков перегрева и переохлаждения вытекает из теплового баланса регенеративного теплообменника, т.е. $\Delta h = h_3 - h_4 = h_1 - h_5$).

5. Определить объёмную холодопроизводительность

$$q_v = q_o / v_1, \text{ кДж/м}^3,$$

где v_1 – удельный объём паров хладона при всасывании в компрессор, м³/кг.

6. Найти объёмную теоретическую производительность компрессора (объём, описываемый поршнями):

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{S \cdot z}{60} \cdot n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где D – диаметр поршня компрессора (определяется по справочным данным для соответствующей марки компрессора, см. протокол обследования), м; z – число цилиндров; S – ход поршня; $n = i \cdot n_\partial$ – число оборотов вала компрессора, об/мин; n_∂ – число оборотов ротора электродвигателя, об/мин; i – передаточное отношение привода компрессора.

7. Найти объёмную действительную производительность компрессора:

$$V_d = V_h \cdot \lambda, \text{ м}^3/\text{с},$$

где λ – коэффициент подачи, определяемый по результатам испытаний компрессоров (см. рис. 1.20).

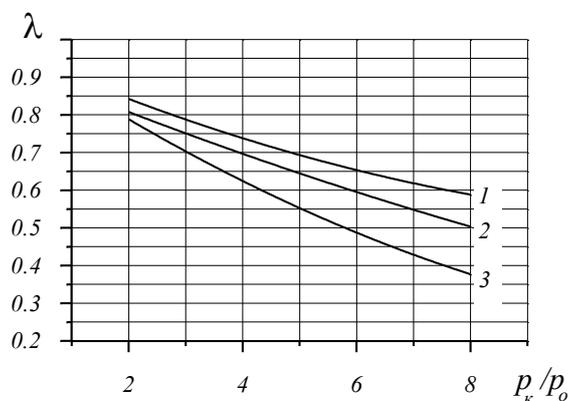


Рис. 1.20. Коэффициенты подачи малых хладоновых компрессоров:

1 и 2 – открытый тип компрессора; 1 – $n = 20,6 \text{ с}^{-1}$; 2 – $n = 14 \text{ с}^{-1}$;

3 – бессальниковый компрессор, $n = 24 \text{ с}^{-1}$

8. Определить холодопроизводительность машины:

$$Q_o = V_d \cdot q_o, \text{ кВт}$$

9. Сделать выводы по работе.

1.6 Правила техники безопасности при работе на лабораторной установке

1. К проведению эксперимента студенты допускаются только после собеседования с преподавателем по содержанию инструкций по технике безопасности при работе на стендах испытания холодильных машин, а также после инструктажа по электробезопасности. Знание студентами содержания указанных инструкций по технике безопасности и вопросов электробезопасности должно быть зафиксировано в контрольном листе под расписку.

2. Категорически запрещается самостоятельное включение студентами стенов без санкции преподавателя.

3. Перед включением агрегатов, имеющих охлаждаемые объекты, необходимо проверить подачу охлаждающей воды.

4. Стенды должны иметь надежное заземление.

5. Необходимые режимы работы стенов устанавливаются по указанию преподавателя.

6. Порядок работы на стендах осуществлять только в соответствии с методическим руководством.

7. Во время работы установки запрещается подносить к вращающимся деталям посторонние предметы, производить устранение замеченных неполадок.

8. Установку следует немедленно выключить при обнаружении каких-либо неполадок в работе стенов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ИСПЫТАНИЕ ФРЕОНОВОЙ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цель работы: ознакомление с устройством, принципом действия парокompрессионной холодильной машины, с основными техническими показателями, характеризующими ее работу, с ее холодильным циклом, а также с методикой испытаний и определения величин технических показателей.

2.1 Устройство и принцип работы

Принципиальная схема идеальной одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины (ПХМ) и ее холодильный цикл (цикл Карно) представлены на рис.2.1.

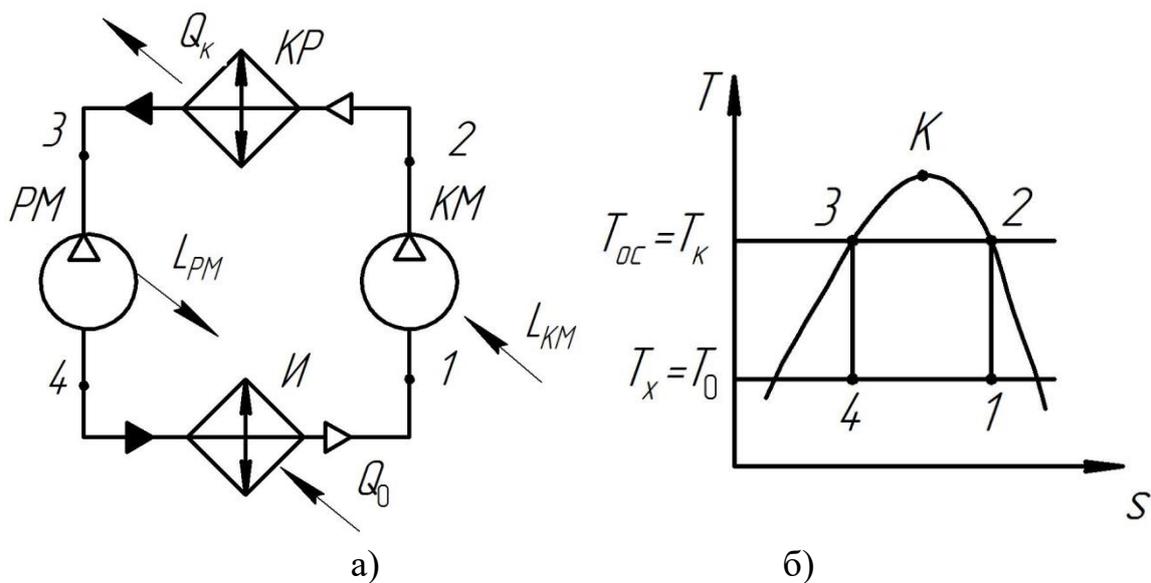


Рис. 2.1. Парокомпрессионная холодильная машина:

- а) схема идеальной парокомпрессионной холодильной машины;
 б) холодильный цикл

При работе ПХМ использует теплоту фазовых переходов рабочего тела (кипение и конденсация) и процессы ее холодильного цикла лежат в области влажного пара (рис. 2.1б). Здесь 1-2 – изоэнтропный процесс сжатия влажного пара рабочего тела (холодильного агента) в компрессорной машине (KM). Процесс сопровождается затратой механической работы $L_{км}$. Процесс 2-3 – конденсация пара в конденсаторе (KP) при температуре конденсации T_k с отводом тепла конденсации Q_k в окружающую среду (например, охлаждающей воде). Процесс 3-4 – изоэнтропное расширение влажного пара в расширительной машине (PM) с возвратом циклу механической работы $L_{рм}$. Процесс 4-1 – кипение холодильного агента в испарителе (И) при температуре кипения T_0 с подводом тепла Q_0 от потребителя холода. Это холодопроизводящий процесс цикла и тепловой поток Q_0 называется холодопроизводительностью ПХМ. Как видно из цикла (рис. 2.1б), ее величина определяется:

$$Q_0 = m_a \cdot T_0 (s_1 - s_4), \quad (2.1)$$

где m_a – массовый расход рабочего тела через машины и аппараты ПХМ.

Работа холодильного цикла $L_{ц}$ может быть представлена как разность работ компрессорной и расширительной машин или как разность теплоты конденсации и кипения:

$$L_{ц} = L_{км} - L_{рм} = Q_k - Q_0 = m_a (T_k - T_0) \cdot (s_1 - s_4) \quad (2.2)$$

Здесь видно, что речь идет о работе, выполняемой за единицу времени, то есть о мощности.

Важным показателем холодильного цикла является холодильный коэффициент ε , показывающий какое количество холода вырабатывает холодильная машина при затрате единицы работы. Принимая во внимание выражения (2.1) и (2.2), холодильный коэффициент идеального цикла определится:

$$\varepsilon_{ид} = \frac{Q_0}{L_{ц}} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (2.3)$$

Поскольку, в реальной ПХМ технически невозможно производить процессы сжатия и расширения в области влажного пара из-за несжимаемости жидкости, то схема и цикл реальной холодильной машины существенно отличаются от идеальной (рис. 2.2).

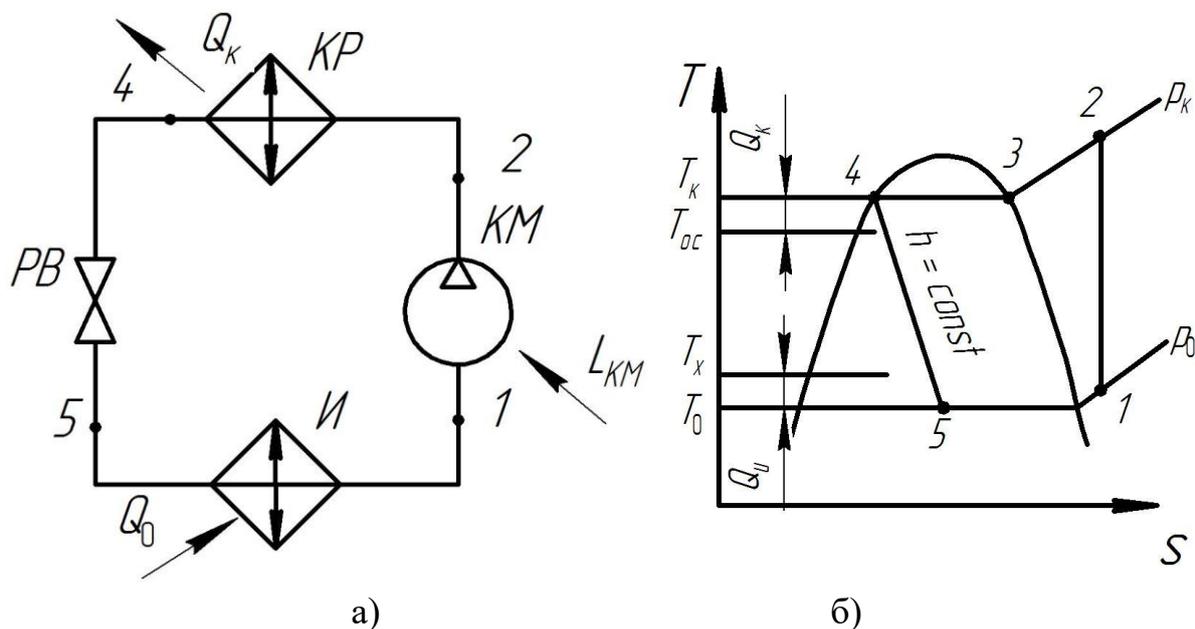


Рис. 2.2. а) схема реальной парокompрессионной машины;
б) цикл реальной парокompрессионной машины

Основными отличиями являются:

- процесс сжатия в компрессоре 1-2 не является изоэнтропным;
- в конденсаторе пары холодильного агента сначала охлаждаются до состояния насыщения (процесс 2-3), а затем конденсируются (процесс 3-4);
- процесс изоэнтропного расширения влажного пара заменен на изоэнтальпное дросселирование 4-5 в регулирующем вентиле, с потерей при этом возвращаемой холодильному циклу работы L_{pm} ;
- теплообмен в конденсаторе и испарителе идет при наличии тепловых напоров между теплообменивающимися средами (Q_k и Q_u). При этом температура конденсации T_k должна быть выше температуры окружающей среды T_{oc} , а температура кипения T_0 ниже, чем температура охлаждаемого объекта (потребителя холода) T_x .

Эти, а также другие специфические для конкретных ПХМ отличия приводят к тому, что эффективность реального холодильного цикла существенно ниже, чем у идеального, который, в данном случае, служит эталоном. Поэтому можно ввести понятие коэффициента полезного действия для холодильного цикла:

$$\eta = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_{ид}}, \quad (2.4)$$

где ε_p – холодильный коэффициент реального цикла.

В реальных условиях теплоприток к холодильному агенту имеет место не только в испарителе, но и во всех элементах системы, включая трубопроводы, где его температура ниже температуры окружающей среды ($T_0 < T_{oc}$), то есть от регулирующего вентиля до компрессорной машины. В связи с этим следует различать холодопроизводительность «нетто» $Q_0^{нт}$ и «брутто» $Q_0^{бр}$. Под «нетто» понимают количество тепла, отнимаемое у охлаждаемого объекта, а «брутто» – общее количество тепла, подведенное к холодильному агенту в указанных элементах ПХМ, включая тепло, подводимое в испарителе за счет теплообмена с окружающей средой.

Также для реальной ПХМ следует различать разные понятия о затрачиваемой работе или мощности. Такими понятиями являются:

- теоретическая мощность N_T – мощность, затрачиваемая в теоретическом процессе (изотермическом, адиабатном, политропном) на сжатие паров холодильного агента от давления кипения p_0 до давления конденсации p_k . Эта мощность может быть вычислена по соответствующей аналитической формуле или с использованием $T-s$ или $lg\ p-h$ диаграмм.
- индикаторная мощность N_u – мощность, затрачиваемая в реальном процессе в компрессорной машине на сжатие паров холодильного агента от давления p_0 до давления p_k . Она включает в себя, по сравнению с теоретической, дополнительные потери, связанные с термодинамической необратимостью и несовершенством реальных процессов в KM . Она может быть рассчитана на основании обработки экспериментальной индикаторной диаграммы KM .
- эффективная мощность N_e – мощность, затрачиваемая на вращение рабочего вала KM . Ее иногда называют мощностью «на валу». Помимо индикаторной мощности она включает в себя дополнительные затраты на трение в узлах KM , на привод дополнительных внутренних механизмов (например, встроенного в компрессор маслонасоса), на разбрызгивание и перемешивание смазочного масла:

$$N_e = N_u + N_{mp} + N_{don} \quad (2.5)$$

Точно N_e определяется путем замера крутящего момента и числа оборотов на рабочем валу. Однако, в первом приближении, можно ($N_{mp} + N_{don}$) приравнять мощности холостого хода компрессора N_{xx} , которую легко определить экспериментально.

- электрическая мощность $N_э$ – мощность, потребляемая электродвигателем *КМ* из электрической сети, учитывает потери в электродвигателе и при передаче энергии на вал компрессора.

Для ПХМ с герметичными и бессальниковыми компрессорами в качестве основного энергетического показателя используется электрическая мощность, а для остальных – эффективная.

Перечисленные мощности связаны между собой следующими соотношениями:

$$\eta_u = \frac{N_T}{N_u}; \eta_{мех} = \frac{N_u}{N_e}; \eta_e = \frac{N_T}{N_e}; \eta = \frac{N_T}{N_э}, \quad (2.6)$$

где η_u , $\eta_{мех}$, η_e , η – соответственно индикаторный, механический, эффективный и полный коэффициенты полезного действия.

В соответствии с введенными понятиями существует несколько величин для оценки эффективности реального холодильного цикла ПХМ.

Холодильные коэффициенты различают теоретический и действительный:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_0^{нт}}{N_T}; \varepsilon_\delta = \frac{Q_0^{\delta p}}{N_e} \quad (2.7)$$

Для ПХМ с герметичными или бессальниковыми компрессорами действительный холодильный коэффициент является отношением холодопроизводительности к электрической мощности:

$$\varepsilon_\delta = \frac{Q_0^{\delta p}}{N_э} \quad (2.8)$$

Коэффициенты полезного действия холодильного цикла различают теоретический, практический и действительный:

$$\eta_T = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_{уд}}; \eta_n = \frac{\varepsilon_\delta}{\varepsilon_T}; \eta_\delta = \frac{\varepsilon_\delta}{\varepsilon_{уд}} \quad (2.9)$$

Сопоставлением полученных в результате испытаний ПХМ величин КПД холодильного цикла можно сделать вывод об относительной доле различных групп энергетических потерь.

2.2 Описание лабораторной холодильной установки

Лабораторная установка представляет собой комплекс технических средств для производства и потребления искусственного холода, а также измерения основных параметров установки с целью определения характеристик и изучения ее свойств. Схема установки представлена на рис.2.3.

Установка состоит из одноступенчатой ПХМ и испытательной холодильной камеры. Установка является агрегатированной, то есть представляет собой единую, целую конструкцию. В состав установки входят ряд систем и элементов.

ПХМ – одноступенчатая фреоновая парокомпрессионная машина. В составе ПХМ следующие элементы установки: компрессор 2ФУБС4 – одноступенчатый фреоновый бессальниковый поршневой компрессор с холодопроизводительностью на стандартном режиме ($t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$; $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$) 4 кВт. Компрессор двухцилиндровый вертикальный с воздушным охлаждением. Диаметр цилиндра: 67,5 мм, ход поршня 50 мм, скорость вращения коленчатого вала 16,67 об/с, объемная теоретическая производительность $V_T = 0,0057\text{ м}^3/\text{с}$.

Компрессор смонтирован на консоли холодильной камеры. В данной установке компрессор является по расположению наиболее низкой точкой схемы ПХМ, что обеспечивает ему возврат в картер смазочного масла, уносимого фреоном из цилиндров компрессора. Смазка в компрессоре осуществляется разбрызгиванием. Компрессор реверсивен, то есть позволяет осуществлять работу с произвольным направлением вращения коленчатого вала. Компрессор снабжен всасывающим и нагнетательным вентилями. Всасывающий вентиль расположен в зоне встроенного электродвигателя компрессора, что обеспечивает всасывание холодных паров фреона через обмотку электродвигателя. Это позволяет охладить обмотку и избежать режимов «влажного хода» компрессора, что обеспечивает надежность и безопасность работы. И всасывающий, и нагнетательный вентили снабжены штуцерами для подключения манометров и реле давления.

Конденсатор *KP* является кожухотрубным теплообменным аппаратом. Внутри труб конденсатора протекает охлаждающая вода, а в межтрубном пространстве, на поверхности холодных труб, охлаждается и конденсируется холодильный агент. Конденсатор снабжен крышками с перегородками, которые обеспечивают подвод и отвод охлаждающей воды, ее челночное движение в аппарате в 10 ходах. Нижняя часть конденсатора свободна от теплообменных труб и является ресиверным пространством для сбора конденсата.

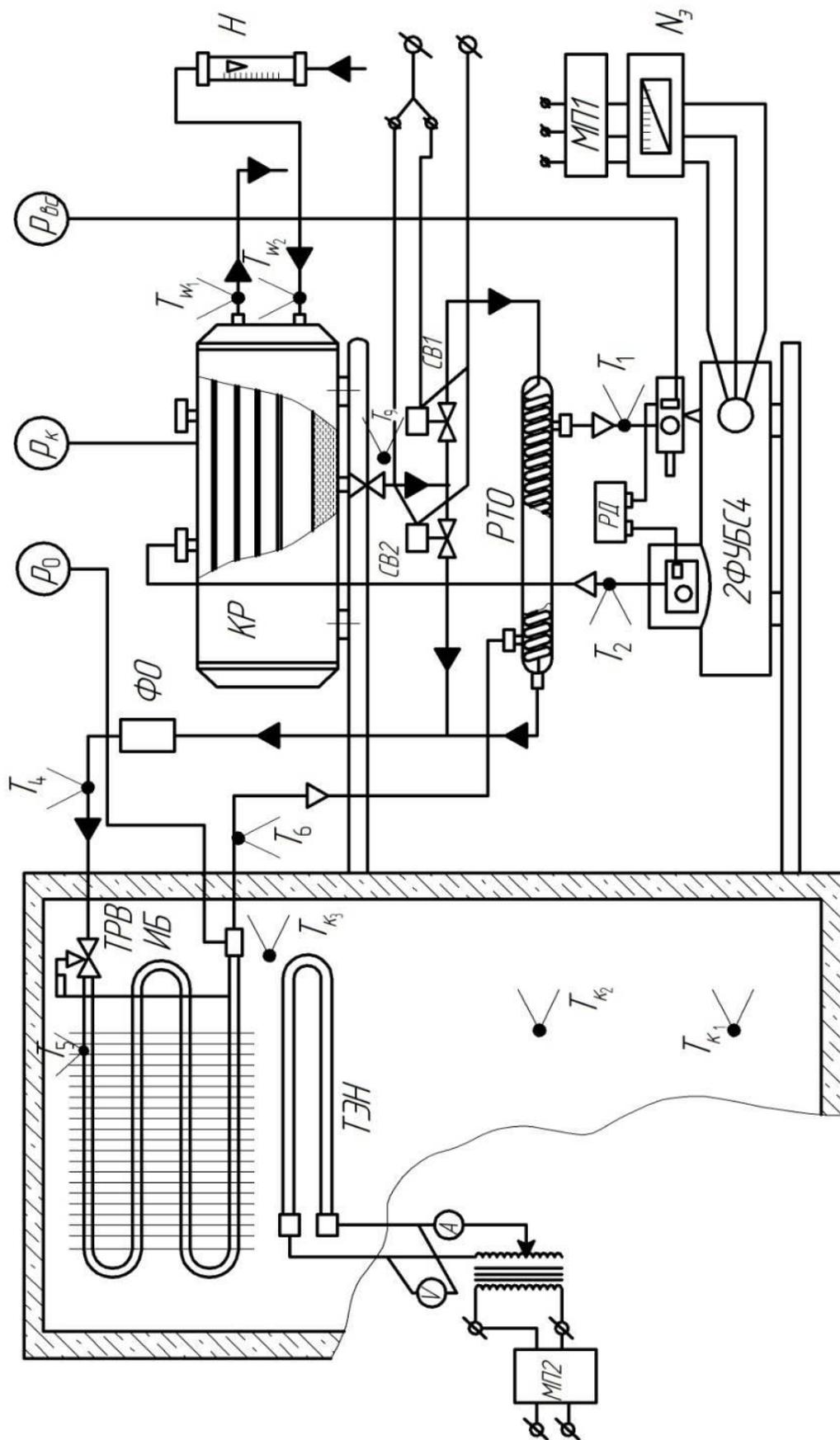


Рис. 2.3. Схема лабораторной установки

Регенеративный теплообменник *РТО* является кожухозмеевиковым теплообменным аппаратом. Внутри корпуса *РТО* расположен змеевик, по которому протекает жидкий холодильный агент, идущий из конденсатора. В межтрубном пространстве противотоком движутся пары холодильного агента, поступающие из испарительной батареи. В результате теплообмена происходит переохлаждение жидкости, текущей в змеевике, и перегрев паров, движущихся в межтрубном пространстве.

В данной лабораторной установке предусмотрена возможность работы без *РТО*. Для этого имеются два соленоидных вентиля, позволяющие производить переключения, направляя потоки либо через *РТО*, либо по обводной линии.

Испарительная батарея *ИБ* является теплообменным аппаратом батарейного змеевикового типа. Внутри змеевика происходит кипение холодильного агента, наружная поверхность за счет конвективного или принудительного движения (в случае установки вентиляторов) обдувается воздухом камеры. Поскольку, интенсивность теплообмена у охлаждаемого воздуха с поверхностью батареи на порядок ниже, чем у кипящей внутри труб жидкости, наружная поверхность имеет оребрение, увеличивающее теплообменную поверхность.

Фильтр-осушитель *ФО* представляет собой металлический патрон с цилиндрическим фильтрующим элементом из кислотостойкой ткани (типа «хлорин») и заполнен адсорбентом (цеолитом, силикагелем или алюмогелем). *ФО* устанавливается перед *ТРВ*.

Реле давления *РД* – прибор двойного действия, состоит из двух независимых реле низкого высокого давления. Реле низкого давления подключается к вспомогательному штуцеру всасывающего вентиля и имеет регулировочные функции – производит размыкание электрической сети при снижении давления (и температуры) в испарителе ниже заданного уровня. Реле высокого давления выполняет предохранительные функции – защищает компрессор от перегрузки в случае повышения давления нагнетания сверх установленного предела (например, при ошибочном запуске компрессора с закрытым нагнетательным вентилем). Реле подключается к вспомогательному штуцеру нагнетательного патрубка и при срабатывании размыкает электрическую сеть.

Испытательная холодильная камера *ИК* представляет собой теплоизолированный шкаф, выполненный из панелей типа «сэндвич» (каркас из гофрированного металлического листа, заполненный пенополиуретановой теплоизоляцией). Емкость *ИК* – 4,5 м³. К камерному оборудованию относятся: охлаждающие приборы, осветительные приборы, термоэлектронагреватели (*ТЭНы*). В

нашем случае охлаждающим прибором является испарительная батарея, являющаяся одновременно элементом (испарителем) ПХМ.

Термоэлектронагреватели (*ТЭНы*) – нагреватели трубчатого типа с керамической изоляцией и регулируемой мощностью до 10 кВт служат для имитации полезной тепловой нагрузки на холодильную машину.

Система измерений и управления установкой смонтирована на пульте управления. Измерение давлений производится при помощи технических фреоновых манометров. Измеряются:

- p_0 – давление кипения в испарителе;
- p_k – давление конденсации в конденсаторе;
- $p_{вс}$ – давление на всасывании в компрессор.

Измерение температур осуществляется при помощи хромель-копелевых термопар. Измеряются:

- t_1 – температура паров на всасывании в компрессор;
- t_2 – температура паров на нагнетании;
- t_3 – температура конденсата на выходе из конденсатора;
- t_4 – температура жидкого холодильного агента на выходе из *PTO*;
- t_5 – температура кипения в испарителе;
- t_6 – температура паров на выходе из испарителя;
- t_{w1} – температура воды на входе в конденсатор;
- t_{w2} – температура воды на выходе из конденсатора;
- $t_в$ – температура воздуха в лаборатории;
- t_x – температура воздуха в холодильной камере.

Производится измерение мощности, потребляемой электродвигателем компрессора $N_э$ и электронагревателями N_n .

Расход охлаждающей воды через конденсатор определяется при помощи ротаметра (H).

Замеры производятся при стационарном режиме, то есть режиме с неменяющимися во времени измеряемыми показателями. Практически, стационарным режимом можно считать такой режим, когда измеряемые температуры колеблются в пределах ± 1 К.

Работа ПХМ осуществляется следующим образом. Рабочим телом холодильной машины является фреон R22 – дифторхлорметан (CF_2HCl). Холодильный цикл в $lg\ p-h$ диаграмме представлен на рис. 2.4. Пары фреона отсасываются компрессором из испарительной батареи, подогреваются в *PTO* (процесс 6-1) и сжимаются компрессором до давления конденсации (процесс 1-2). Затем пары поступают в конденсатор, где охлаждаются и конденсируются (процесс 2-3). Далее конденсат направляется на переохлаждение в *PTO* (процесс 3-4) и через

6. После снижения темпа уменьшения температуры в холодильной камере, примерно, через 10 минут с момента начала работы холодильной машины, включить и установить заданную тепловую нагрузку *ТЭНов*.
7. Добиться установления стационарного режима работы установки, что достигается через 30-40 минут работы при условии постоянства расхода и температуры воды, охлаждающей конденсатор.
8. При установившемся режиме произвести запись показаний измерительных приборов и занести результаты в протокол испытаний (табл. 2.1). Замеры произвести не менее трех раз, результаты усреднить.
9. Закрывать запорный вентиль на линии жидкого фреона на выходе из конденсатора.
10. Выключить *ТЭНы* в холодильной камере.
11. При снижении давления в испарительной батарее до нуля по манометру p_0 закрыть всасывающий вентиль компрессора.
12. Закрывать нагнетательный вентиль компрессора.
13. Прекратить подачу охлаждаемой воды в конденсатор.

Таблица 2.1

Протокол испытаний

№	Измеряемая величина	Размерность	1-й отсчёт	2-й отсчёт	3-й отсчёт
1	p_0	ати			
2	$p_{вс}$	ати			
3	p_k	ати			
4	t_1	°С			
5	t_2	°С			
6	t_3	°С			
7	t_4	°С			
8	t_5	°С			
9	t_6	°С			
10	t_{w1}	°С			
11	t_{w2}	°С			
12	t_6	°С			
13	t_x	°С			
14	N_e	кВт			
15	N_H	кВт			
16	H	число дел.			

2.4 Обработка результатов

1. Определить абсолютные величины давлений:

$$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1),$$

$$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1),$$

$$p'_к = 0,0981(p_к + 1), \text{ МПа}$$

2. По данным протокола измерений построить цикл ПХМ в диаграмме $\lg p-h$, определить параметры узловых точек и заполнить табл. 2.2.

Таблица 2.2

Параметры узловых точек

Параметры	Размерность	ТОЧКИ							
		1	1'	2	2s	3	4	5	6
p	МПа								
t	°С								
h	кДж/кг								
v	м ³ /кг								

3. Определить тепловую нагрузку на конденсатор, как тепловой поток, отводимый охлаждающей водой:

$$Q_{\kappa}^{um} = m_e \cdot c_e (t_{w2} - t_{w1}), \text{ кВт}$$

где $m_e = A \cdot H$, кг/с – расход охлаждающей воды через конденсатор (величина тарировочного коэффициента ротаметра A определяется предварительной тарировкой); $C_e = 4,19$ кДж/кг·К – теплоемкость воды.

4. Из теплового баланса конденсатора определить расход фреона, циркулирующего в ПХМ:

$$m_a = \frac{Q_{\kappa}^{um} + \Delta Q_{\kappa}}{h_2 - h_3}, \text{ кг/с}$$

где ΔQ_{κ} – дополнительный отвод тепла от рабочего тела в конденсаторе за счет теплообмена с воздухом в лаборатории через корпус аппарата вычисляется по уравнению теплопередачи:

$$\Delta Q_{\kappa} = k \cdot F_{\kappa n} (t_{\kappa} - t_e) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

где $k = 23$ Вт/м²·К – коэффициент теплопередачи от фреона к воздуху; $F_{\kappa n} = 0,6$ м² – наружная поверхность корпуса конденсатора.

5. Холодопроизводительность ПХМ «нетто» определяются как тепловой

поток, отнимаемый от «потребителя» в холодильной камере, то есть как сумма тепловой нагрузки $TЭНов$ Q_k и теплопритока в камеру от воздуха лаборатории через теплоизолированную стену холодильной камеры Q_{xk} :

$$Q_0^{hm} = Q_n + Q_{xk} = Q_n + k_{xk} \cdot F_{xk} (t_g - t_x) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

Площадь наружной поверхности холодильной камеры определить предварительным ее обмером. Коэффициент теплопередачи ограждения холодильной камеры k_{xk} определяется, главным образом, теплопроводностью теплоизоляционного материала $k_{xk} = \lambda_{из} / \delta_{из}$, где $\delta_{из}$, $\lambda_{из}$ – толщина и коэффициент теплопроводности изоляции, соответственно. Для данной холодильной камеры $k_{xk} = 0,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

6. Определить тепловую нагрузку регенеративного теплообменника:

$$Q_{PTO} = m_a (h_3 - h_4), \text{ кВт}$$

7. Определить холодопроизводительность ПХМ «брутто»:

$$Q_0^{bp} = m_a (h_1 - h_4) - Q_{PTO}, \text{ кВт}$$

8. Разность Q_0^{bp} и Q_0^{hm} , определенная в наших испытаниях, приблизительно, равна тепловому потоку, подведенному к рабочему телу в коммуникациях ПХМ:

$$Q_{ком} = Q_0^{bp} - Q_0^{hm}, \text{ кВт}$$

9. Составить внешний тепловой баланс ПХМ.

Количество тепла, подводимое к рабочему телу от внешних источников, во всех процессах холодильного цикла определяется:

$$\Sigma Q_{пов} = Q_0^{bp} + Q_{км} = Q_0^{bp} + m_a (h_2 - h_1), \text{ кВт}$$

Количество тепла, отводимое к рабочему телу, от внешних источников во всех процессах холодильного цикла определяется:

$$\Sigma Q_{отв} = Q_k^{hm} + \Delta Q_k + \Delta Q_{наг}, \text{ кВт}$$

где $\Delta Q_{наг}$ – тепловой поток, отводимый через стенки коммуникаций на участке от нагнетательного патрубка компрессора до конденсатора. Можно принять $\Delta Q_{наг} = 0$, ввиду малой протяженности данного участка. Расхождение между количествами подведенного и отведенного тепла, при той точности определения их величин, которые обеспечивают приборы лабораторной установки и методика, не должно превышать 15%.

10. Определить эффективную мощность:

$$N_e = N_g \cdot \eta_{дв}, \text{ кВт}$$

где $\eta_{дв}$ – КПД электродвигателя компрессора; $\eta_{дв} = 0,85$.

11. Определить индикаторную мощность полагая, что потери на трение и разбрызгивание масла в компрессоре равны мощности холостого хода компрессора, которая определена экспериментально при обкатке компрессора с полностью открытыми патрубками и отсоединенными всасывающим и нагнетательным трубопроводами:

$$N_{mp} = N_{xk}, \quad N_u = N_e - N_{xk}, \text{ кВт}$$

12. Вычислить теоретическую адиабатную мощность (изоэнтропный процесс сжатия):

$$N_T = m_a (h_{2s} - h_1), \text{ кВт}$$

13. Определить коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \frac{V_\partial}{V_T} = \frac{m_a \cdot V_1}{V_T},$$

где V_T , V_∂ – теоретическая и действительная объемные производительности компрессора.

14. Рассчитать холодильные коэффициенты, характеризующие энергетическую эффективность ПХМ:

действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_\partial = \frac{Q_0^{\partial p}}{N_\partial},$$

теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_0^{hm}}{N_T}$$

идеальный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{ид} = \frac{T_x}{T_{wcp} - T_x},$$

где T_x и T_{wcp} – средние температуры охлаждаемой среды (воздуха в холодильной камере) и охлаждающей среды (воды, охлаждающей конденсатор). Значения температур должны быть взяты по абсолютной шкале Кельвина.

15. Рассчитать относительные коэффициенты, характеризующие степень совершенства ПХМ:

теоретический КПД:

$$\eta_T = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_{ид}}$$

практический КПД:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon_\delta}{\varepsilon_T}$$

действительный КПД:

$$\eta_\delta = \frac{\varepsilon_\delta}{\varepsilon_{ид}}$$

16. Сделать анализ полученных данных. Заполнить бланк отчета (табл.2.3) и сдать зачет преподавателю.

Таблица 2.3

Бланк отчёта

№	Вычисляемая величина	Размерность	Результат
1	2	3	4
1	$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1)$	МПа	
2	$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1)$	МПа	
3	$p'_к = 0,0981(p_к + 1)$	МПа	
4	$m_\delta = A \cdot H$	кг/с	
5	$Q_\kappa^{hm} = m_\delta \cdot c_\delta (t_{w2} - t_{w1})$	кВт	
6	$\Delta Q_\kappa = k \cdot F_{кн} (t_\kappa - t_\delta) \cdot 10^{-3}$	кВт	
7	$m_a = (Q_\kappa^{hm} + \Delta Q_\kappa) / (h_2 - h_3)$	кг/с	
8	$Q_0^{hm} = Q_H + K_{xк} \cdot F_{xк} (t_\delta - t_x) \cdot 10^{-3}$	кВт	
9	$Q_{PTO} = m_a (h_3 - h_4)$	кВт	
10	$Q_0^{\delta p} = m_a (h_1 - h_4) - Q_{PTO}$	кВт	
11	$Q_{ком} = Q_0^{\delta p} - Q_0^{hm}$	кВт	
12	$\Sigma Q_{подв} = Q_0^{\delta p} + m_a (h_2 - h_1)$	кВт	
13	$\Sigma Q_{отв} = Q_\kappa^{hm} + \Delta Q_\kappa + \Delta Q_{наг}$	кВт	
14	$N_e = N_\delta \cdot \eta_{\delta\delta}$	кВт	
15	$N_u = N_e - N_{xк}$	кВт	
16	$N_T = m_a (h_{2s} - h_1)$	кВт	
17	$\lambda = m_a \cdot v_1 / V_T$		
18	$\varepsilon_\delta = Q_0^{\delta p} / N_\delta$		

19	$\varepsilon_T = Q_0^{um} / N_T$		
20	$T_x = t_x + 273$	К	
21	$T_{wcp} = (T_{w1} + T_{w2})/2 + 273$	К	
22	$\varepsilon_{ud} = T_x / (T_{wcp} - T_x)$		
23	$\eta_T = \varepsilon_T / \varepsilon_{ud}$		
24	$\eta_n = \varepsilon_\delta / \varepsilon_T$		
25	$\eta_\delta = \varepsilon_\delta / \varepsilon_{ud}$		

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ИЗУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ФРЕОНОВОЙ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цель работы: ознакомление с основными характеристиками парокompрессионной холодильной машины. Экспериментальное изучение влияния различных факторов и режимных параметров на энергетические показатели и производительность холодильной машины.

3.1 Общие сведения

Под характеристиками парокompрессионной холодильной машины (ПХМ) понимают зависимость ее основных показателей холодопроизводительности Q_0 , потребляемой мощности N , коэффициента полезного действия η от основных режимных параметров, определяющих холодильный цикл ПХМ – температуры кипения T_0 и температуры конденсации T_k . В данном случае нашей задачей будет экспериментальное получение характеристик ПХМ лабораторной холодильной установки.

3.2 Описание лабораторной холодильной установки

(см. лабораторную работу №2)

Холодопроизводительность ПХМ – Q_0 определяется, главным образом, действительной объемной производительностью компрессорной машины (КМ) – V_δ и термодинамическими свойствами используемого рабочего тела (холодильного агента). Она может быть определена:

$$Q_0 = V_\delta \cdot q_v, \quad (3.1)$$

где q_v – удельная объемная холодопроизводительность (отнесенная к 1 м^3) рабочего тела.

Действительная объемная производительность компрессора определяется:

$$V_d = \lambda \cdot V_T, \quad (3.2)$$

где V_T – теоретическая объемная производительность (производительность, описываемая поршнями компрессора); λ – коэффициент подачи компрессора.

Тогда:

$$Q_0 = \lambda \cdot V_T \cdot q_v \quad (3.3)$$

Теоретическая объемная производительность является геометрической характеристикой KM и не зависит от режима работы.

Коэффициент подачи зависит как от конструкции KM , так и от ряда режимных параметров $\lambda = f(T_0, T_k, T_{вс})$. Так как в холодильном цикле ПХМ температуры T_0, T_k однозначно связаны с соответствующими давлениями p_0, p_k , то можно считать, что известная зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в компрессоре $\lambda = f(p_k/p_0)$ (см. рис. 3.1) качественно совпадает с зависимостью $\lambda = f(T_k/T_0)$. То есть рост T_k и падение T_0 приводят к уменьшению λ .

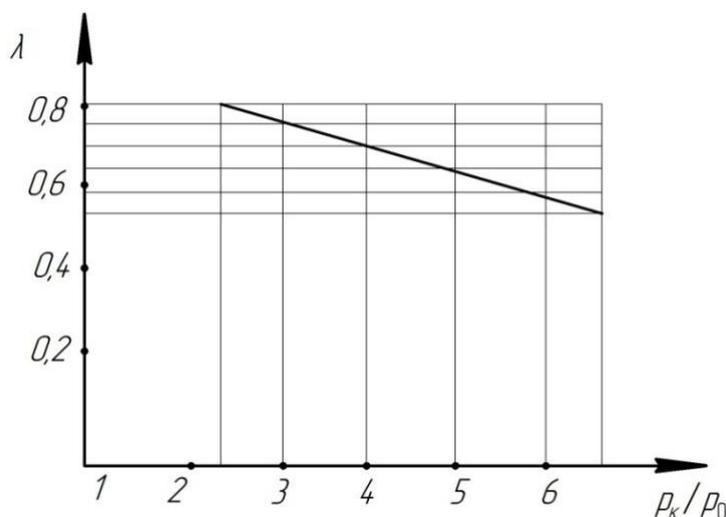


Рис. 3.1. Изменение коэффициента подачи от отношения давления для фреонового бессальникового компрессора

Коэффициент подачи зависит от величины перегрева холодильного агента на всасывании компрессора ($T_{вс} - T_0$). При этом для разных холодильных агентов существуют определенные оптимальные величины перегрева, при которых λ достигает максимального значения. Примерный вид такой зависимости для фреоновых ПХМ представлен на рис. 3.2. Уменьшение ($T_{вс} - T_0$) ниже оптимального приводит к снижению λ из-за явлений циклического теплообмена и циклической конденсации в компрессоре, а увеличение ($T_{вс} - T_0$) – к снижению λ из-за увеличения потерь от перегрева холодильного агента при сжатии.

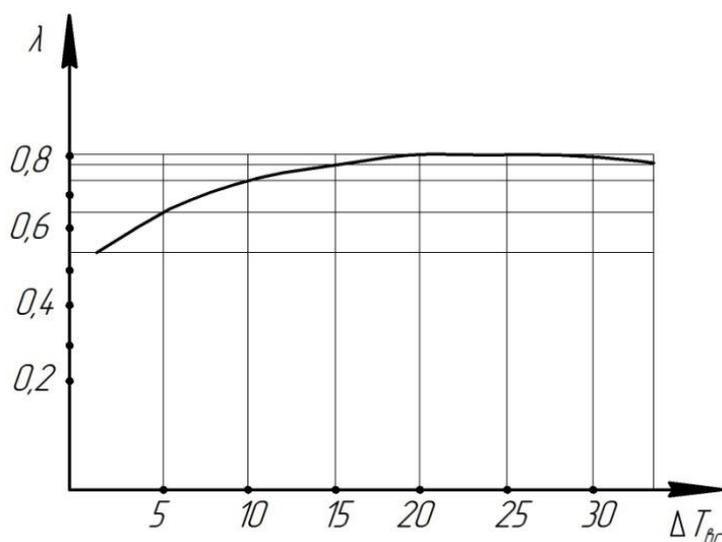


Рис. 3.2. Изменение коэффициента подачи для фреоновых компрессоров от величины перегрева пара на всасывании

Удельная объемная холодопроизводительность может быть представлена:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{вс}}, \quad (3.4)$$

где q_0 – массовая удельная холодопроизводительность (отнесенная к 1 кг массы циркулирующего в ПХМ холодильного агента); $v_{вс}$ – удельный объем холодильного агента на всасывании в компрессор.

Величина q_0 зависит от температурных границ холодильного цикла и температуры холодильного агента перед дроссельным вентилем $q_0=f(T_0, T_k, T_4)$, что хорошо видно на рис. 2.4, где изображен действительный холодильный цикл ПХМ. При этом рост T_k и снижение T_0 приводят к уменьшению q_0 , а снижение температуры T_4 перед дроссельным вентилем – к ее увеличению. В нашем случае применение регенеративного теплообменника увеличивает q_0 именно из-за снижения температуры T_4 .

Удельный объем холодильного агента на всасывании в компрессор зависит от величины перегрева холодильного агента ($T_{вс} - T_0$) и от давления p_0 , а, следовательно, и от температуры кипения T_0 . То есть, $v_{вс} = f[(T_{вс} - T_0), T_0]$. При этом падение температуры T_0 оказывает значительно более сильное влияние на увеличение $v_{вс}$, чем рост $T_{вс}$.

Таким образом, из вышесказанного следует, что уменьшение температуры кипения T_0 приводит к уменьшению холодопроизводительности ПХМ. Причинами уменьшения холодопроизводительности Q_0 , являются: увеличение удельного объема паров холодильного агента на всасывании в компрессор $v_{вс}$, уменьшение коэффициента подачи компрессора λ и уменьшение удельной массовой холодопроизводительности q_0 .

Аналогично и рост температуры конденсации T_k приводит к снижению холодопроизводительности. Здесь причинами являются: уменьшение коэффициента подачи компрессора λ и уменьшение удельной массовой холодопроизводительности q_0 .

Влияние температуры конденсации на холодопроизводительность меньше, чем влияние температуры кипения (примерно, в два раза), и сама T_k в холодильных установках изменяется в относительно нешироких пределах, поэтому характеристику ПХМ обычно изображают в виде зависимостей Q_0 от T_0 при постоянных величинах T_k . Примерный вид такой характеристики представлен на рис. 3.3.

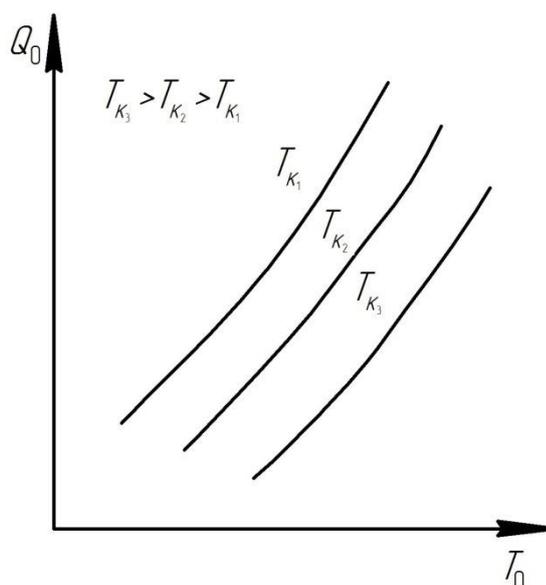


Рис. 3.3. Характеристика $Q_0 = f(T_0, T_k)$ для парокомпрессионной холодильной машины

Для ПХМ различают разные понятия о затрачиваемой работе или мощности. Такими понятиями, являются:

- теоретическая мощность N_T — мощность, затрачиваемая в теоретическом процессе (изотермическом, адиабатном, политропном);
- индикаторная мощность N_u — мощность, затрачиваемая в реальном процессе в компрессорной машине на сжатие паров холодильного агента от давления p_0 до давления p_k ;
- эффективная мощность N_e — мощность, затрачиваемая на вращение рабочего вала компрессора;
- электрическая мощность $N_э$ — мощность, потребляемая электродвигателем KM из электрической сети, учитывает потери в электродвигателе и при передаче энергии на вал компрессора.

Рассмотрим влияние режимных параметров ПХМ на величину теоретиче-

ской адиабатной мощности. Адиабатная мощность определяется:

$$N_T = \lambda \cdot V_T \frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3.5)$$

где k – показатель адиабаты холодильного агента.

Анализ этой степенной зависимости адиабатной мощности от отношения давлений в компрессоре на наличие экстремума показывает, что при соотношении p_0/p_k для фреона R22, примерно, равном 0,3 наблюдается максимум. Принимая во внимание, что в нашем случае температура и давление конденсации изменяются в очень узком интервале (температура конденсации колеблется около 30°C), максимум потребляемой мощности будет приходиться на зону температур кипения близких к 0°C. Графический вид этой зависимости можно увидеть на рис. 3.4. Поскольку, другие виды мощности отличаются от теоретической на величину различных видов потерь, которые слабо зависят от режимных параметров ПХМ (T_0, T_k), то их характеристики отличаются лишь количественными показателями, сохраняя при этом общую тенденцию изменений. Пониженные значения мощностей, в этом случае, для левых ветвей графика можно объяснить малым перепадом давлений ($p_k - p_0$) в холодильном цикле, а снижение мощностей в правых ветвях – падением производительности компрессора в связи со снижением коэффициента подачи.

Энергетическая эффективность ПХМ оценивается при помощи действительного холодильного коэффициента, который является отношением холодопроизводительности ПХМ к потребляемой ею мощности:

$$\varepsilon_o = \frac{Q_0^{op}}{N_s} \quad (3.6)$$

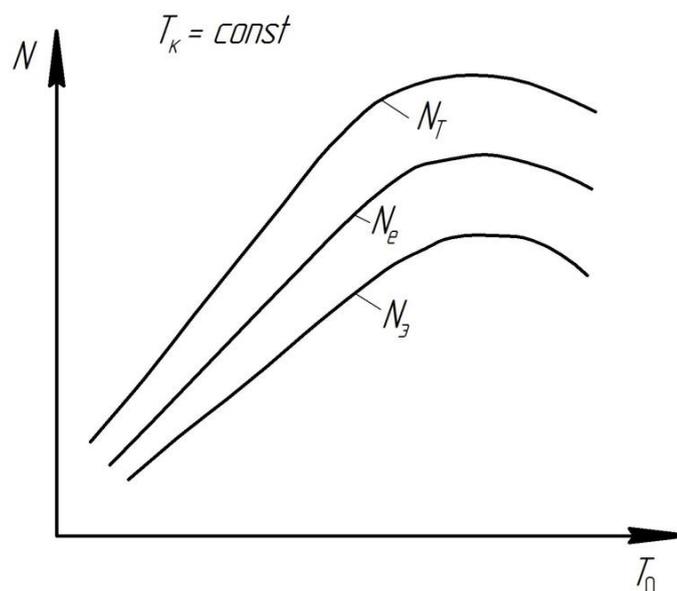


Рис. 3.4. Характеристика $N_T, N_e, N_э = f(T_0)$ при $T_κ = \text{const}$

Характер изменения холодильного коэффициента ПХМ от режимных параметров $T_0, T_κ$ полностью определяется характером изменения величин холодопроизводительности и мощности, анализ которых дан выше. Графический вид зависимости $\varepsilon_\partial = f(T_κ, T_0)$ представлен на рис. 3.5.

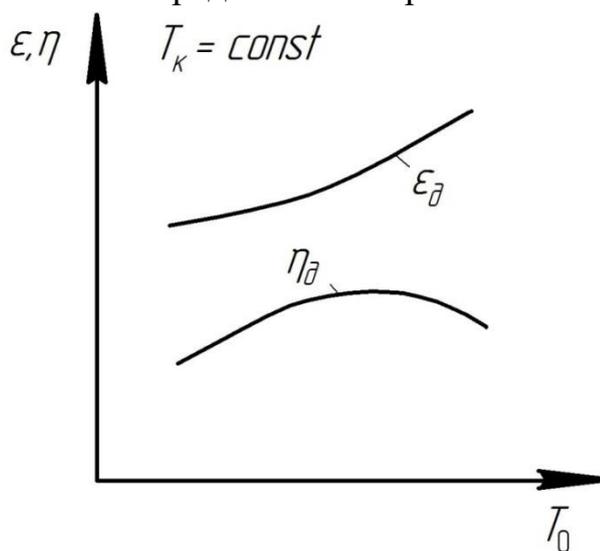


Рис. 3.5. Характеристики $\varepsilon_\partial, \eta_\partial = f(T_0)$ при $T_κ = \text{const}$

3.3 Порядок проведения испытаний

1. Открыть вентиль подачи охлаждающей воды через конденсатор, установив поплавков ротаметра на позиции 20÷30 делений.
2. Полностью открыть нагнетательный вентиль компрессора до упора, а затем повернуть рукоятку вентиля в обратном направлении, примерно, на один виток.

3. Включить электродвигатель компрессора.
4. Открыть запорный вентиль на выходе фреона из конденсатора.
5. Плавно открыть всасывающий вентиль компрессора, наблюдая при этом за изменениями в показаниях манометров.
6. Добиться установления стационарного режима работы установки, что достигается через 30-40 минут работы при условии постоянства расхода и температуры воды, охлаждающей конденсатор. Единственной тепловой нагрузкой ПХМ на этом режиме будут теплопритоки в ХК из-за разности температур.
7. Произвести запись показаний измерительных приборов для 1-ого режима и занести результаты в протокол испытаний (табл. 3.1).
8. Включить ТЭНы и установить заданную тепловую нагрузку (примерно 20-30% от установленной мощности ТЭНов), добиться установления стационарного режима, сохраняя при этом давление конденсации первого режима за счет регулирования подачи воды через конденсатор.
9. Повторить операции 8-го пункта еще 2-3 раза, увеличивая при этом равномерно тепловую нагрузку ТЭНов. Занести результаты в протокол испытаний (табл. 3.1).
10. Закрыть запорный вентиль на линии жидкого фреона на выходе из конденсатора.
11. Выключить ТЭНы в холодильной камере.
12. При снижении давления в испарительной батарее до нуля по манометру p_0 , закрыть всасывающий вентиль компрессора.
13. Закрыть нагнетательный вентиль компрессора.
14. Прекратить подачу охлаждаемой воды в конденсатор.

Таблица 3.1

Протокол испытаний

№	Измеряемая величина	Размерность	1-й режим	2-й режим	3-й режим	4-й режим
1	p_0	ати				
2	$p_{вс}$	ати				
3	p_k	ати				
4	t_1	°С				
5	t_2	°С				
6	t_3	°С				
7	t_4	°С				
8	t_5	°С				
9	t_6	°С				

10	t_{w1}	°С				
11	t_{w2}	°С				
12	t_6	°С				
13	t_x	°С				
14	N_3	кВт				
15	N_H	кВт				
16	H	число дел.				

3.4 Обработка результатов

Для каждого из режимов при обработке результатов выполнить следующие действия:

1. Определить абсолютные величины давлений:

$$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1),$$

$$p'_{6c} = 0,0981(p_{6c} + 1),$$

$$p'_k = 0,0981(p_k + 1), \text{ МПа}$$

2. По данным протокола измерений построить цикл ПХМ в диаграмме $\lg p-h$, определить параметры узловых точек и заполнить табл. 3.2.

Таблица 3.2

Параметры узловых точек

Режим	Параметры	Размерность	ТОЧКИ							
			1	1'	2	2s	3	4	5	6
1	p	МПа								
	t	°С								
	h	кДж/кг								
	v	м ³ /кг								
2	p	МПа								
	t	°С								
	h	кДж/кг								
	v	м ³ /кг								

3. Определить тепловую нагрузку на конденсатор:

$$Q_k^{nm} = m_6 \cdot c_6 (t_{w2} - t_{w1}), \text{ кВт}$$

где $m_6 = A \cdot H$, кг/с – расход охлаждающей воды через конденсатор (величина тарировочного коэффициента ротаметра A определяется предварительной тари-

ровкой); $C_6 = 4,19$ кДж/кг·К – теплоемкость воды.

4. Определить расход фреона, циркулирующего в ПХМ:

$$m_a = \frac{Q_{\kappa}^{hm} + \Delta Q_{\kappa}}{h_2 - h_3}, \text{ кг/с}$$

Дополнительный отвод тепла от рабочего тела в конденсаторе, за счет теплообмена с воздухом в лаборатории через корпус аппарата, ΔQ_{κ} вычисляется:

$$\Delta Q_{\kappa} = k \cdot F_{\kappa n} (t_{\kappa} - t_{\theta}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

где $k = 23$ Вт/м²·К – коэффициент теплопередачи от фреона к воздуху; $F_{\kappa n} = 0,6$ м² – наружная поверхность корпуса конденсатора.

5. Вычислить холодопроизводительность ПХМ «нетто»:

$$Q_0^{hm} = Q_n + Q_{x\kappa} = Q_n + k_{x\kappa} \cdot F_{x\kappa} (t_{\theta} - t_x) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

Площадь наружной поверхности холодильной камеры $F_{x\kappa}$ определить предварительным ее обмером. Коэффициент теплопередачи ограждения холодильной камеры $k_{x\kappa} = 0,9$ Вт/м²·К.

6. Определить тепловую нагрузку регенеративного теплообменника:

$$Q_{PTO} = m_a (h_3 - h_4), \text{ кВт}$$

7. Определить холодопроизводительность ПХМ «брутто»:

$$Q_0^{bp} = m_a (h_1 - h_4) - Q_{PTO}, \text{ кВт}$$

8. Определить эффективную мощность:

$$N_e = N_{\theta} \cdot \eta_{\theta\theta}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{\theta\theta}$ – КПД электродвигателя компрессора; $\eta_{\theta\theta} = 0,85$.

9. Определить индикаторную мощность:

$$N_u = N_e - N_{x\kappa}, \text{ кВт}$$

где $N_{x\kappa}$ – мощность холостого хода компрессора.

10. Вычислить теоретическую адиабатную мощность (изоэнтропный процесс сжатия):

$$N_T = m_a (h_{2s} - h_1), \text{ кВт}.$$

11. Определить коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = \frac{V_{\theta}}{V_T} = \frac{m_a \cdot v_1}{V_T},$$

где V_T , V_{θ} – теоретическая и действительная объемные производительности компрессора (см. работу №2).

12. Рассчитать холодильные коэффициенты, характеризующие энергетическую эффективность ПХМ:

действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{Q_0^{\partial p}}{N_{\partial}},$$

теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_0^{um}}{N_T}$$

идеальный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{ид} = \frac{T_x}{T_{wcp} - T_x},$$

где T_x и T_{wcp} – средние температуры охлаждаемой среды (воздуха в холодильной камере) и охлаждающей среды (воды, охлаждающей конденсатор). Значения температур должны быть взяты по абсолютной шкале Кельвина.

13. Рассчитать относительные коэффициенты, характеризующие степень совершенства ПХМ:

теоретический КПД:

$$\eta_T = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_{ид}}$$

практический КПД:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon_{\partial}}{\varepsilon_T}$$

действительный КПД:

$$\eta_{\partial} = \frac{\varepsilon_{\partial}}{\varepsilon_{ид}}$$

14. Занести данные вычислений по каждому из режимов в табл. 3.3. Построить по данным испытаний ПХМ графики $Q_0^{um}, Q_0^{\partial p} = f(T_0)$; $N_T, N_u, N_e = f(T_0)$; $\varepsilon_{\partial} = f(T_0)$; $\eta_{\partial} = f(T_0)$ при $T_k = \text{const}$.

15. Сделать вывод полученных данных. Заполнить бланк отчета и сдать зачет преподавателю.

Бланк отчёта

№	Вычисляемая величина	Размерность	1 режим	2 режим	3 режим	4 режим
1	$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1)$	МПа				
2	$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1)$	МПа				
3	$p'_к = 0,0981(p_к + 1)$	МПа				
4	$m_г = A \cdot H$	кг/с				
5	$Q_к^{hm} = m_г \cdot c_г (t_{w2} - t_{w1})$	кВт				
6	$\Delta Q_к = k \cdot F_{кн} (t_к - t_г) \cdot 10^{-3}$	кВт				
7	$m_a = (Q_к^{hm} + \Delta Q_к) / (h_2 - h_3)$	кг/с				
8	$Q_0^{hm} = Q_н + k_{хк} \cdot F_{хк} (t_г - t_x) \cdot 10^{-3}$	кВт				
9	$Q_{PTO} = m_a (h_3 - h_4)$	кВт				
10	$Q_0^{бп} = m_a (h_1 - h_4) - Q_{PTO}$	кВт				
11	$N_e = N_э \cdot \eta_{об}$	кВт				
12	$N_u = N_e - N_{хк}$	кВт				
13	$N_T = m_a (h_{2s} - h_1)$	кВт				
14	$\lambda = m_a \cdot v_1 / V_T$					
15	$\varepsilon_д = Q_0^{бп} / N_э$					
16	$\varepsilon_T = Q_0^{hm} / N_T$					
17	$T_x = t_x + 273$	К				
18	$T_{wcp} = (T_{w1} + T_{w2}) / 2 + 273$	К				
19	$\varepsilon_{уд} = T_x / (T_{wcp} - T_x)$					
20	$\eta_T = \varepsilon_T / \varepsilon_{уд}$					
21	$\eta_n = \varepsilon_д / \varepsilon_T$					
22	$\eta_д = \varepsilon_д / \varepsilon_{уд}$					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

ИСПЫТАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В РЕЖИМАХ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ И БЕЗ РЕГЕНЕРАЦИИ ТЕПЛА

Цель работы: ознакомление с основными видами потерь в холодильном цикле парокомпрессионной холодильной машины и определение целесообразности введения в цикле регенерации тепла.

4.1 Общие сведения

Для осуществления идеального цикла парокомпрессионной холодильной машины (ПХМ), в котором процесс сжатия проходит в области перегретого пара, требуется специальная схема ПХМ, представленная на рис.4.1

Особенностью такой идеальной ПХМ является то, что процесс сжатия от p_0 до p_k осуществляется в два этапа – в изоэнтروпной компрессорной машине KM_S до достижения рабочим телом температуры T_k (процесс 1-2), а затем в изотермической KM_T до достижения давления p_k (процесс 2-3).

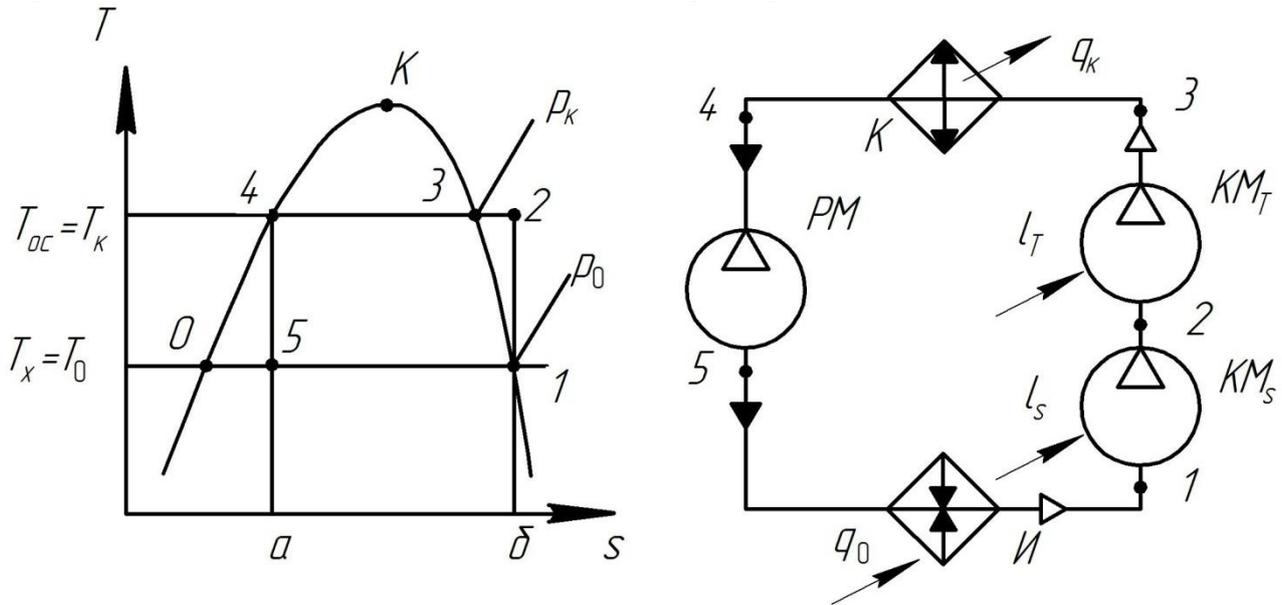


Рис.4.1. Цикл и схема идеальной ПХМ со сжатием в области перегретого пара

Удельную холодопроизводительность такого цикла $q = T_0(s_1 - s_5) = h_1 - h_5$ на $T-s$ диаграмме можно изобразить площадкой $a51б$, работу изотропной расширительной машины PM $l_{PM} = h_4 - h_5$ треугольной площадкой 045 , а работу сжатия $l_{сж} = l_s + l_T$ площадкой 1240 .

Однако на практике применение двух компрессоров является экономически нецелесообразным и они заменяются одним изоэнтропным. Кроме того, технически невозможна расширительная машина PM из-за несжимаемости жидкости, что вынуждает заменить её на дросселирующее устройство. Эти изменения в схеме (рис.4.2) приводят к изменению холодильного цикла ПХМ, который перестаёт быть идеальным.

Как следует из рис. 11, введение дросселирования уменьшает удельную холодопроизводительность цикла, здесь она равна $q_0 = T_0(s_1 - s_{5h}) = h_1 - h_{5h}$, а уменьшение $\Delta q_0 = T_0(s_{5h} - s_5) = h_{5h} - h_5$, можно изобразить площадкой $a55hв$. Кроме этого в цикле теряется совершаемая PM работа l_{PM} .

Так как $h_4 - h_5 = h_{5h} - h_5$, то $l_{PM} = \Delta q_0$ и площадка 045 равна площадке $a55hв$. То есть потерянная работа PM , превращаясь в тепло, уменьшает холодопроизводительность ПХМ.

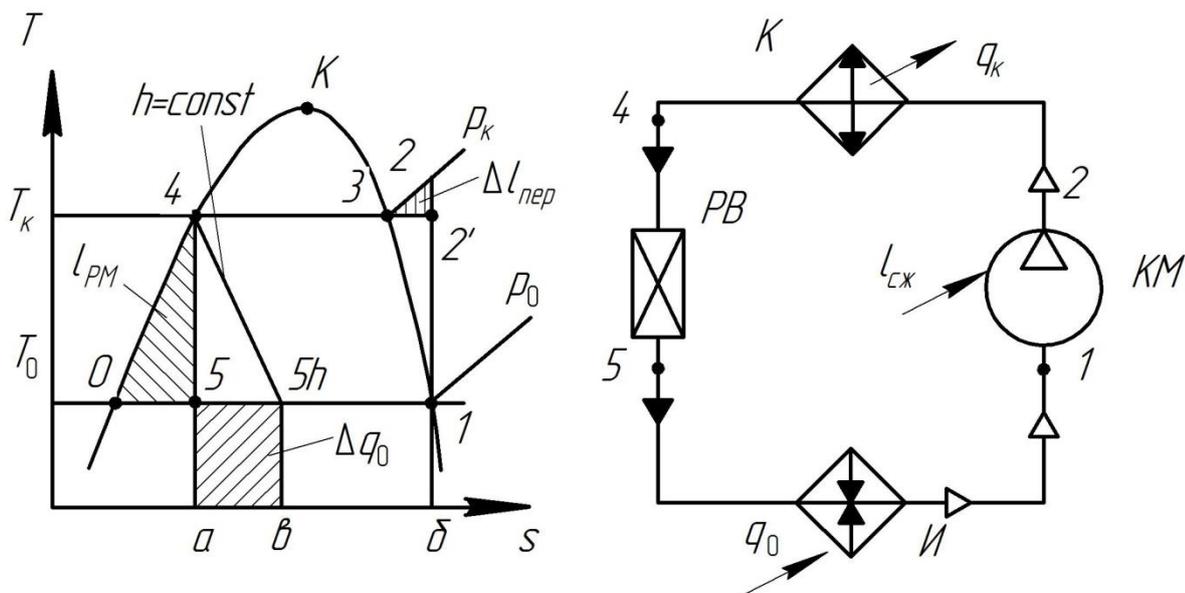


Рис.4.2. Цикл и схема ПХМ с дросселированием и перегревом

Из рис.4.2 также следует, что замена изоэнтропного (1-2') и изотермического (2'-3) сжатия на изоэнтропное 1-2 приводит к увеличению работы холодильного цикла за счёт прибавки «потерь от перегрева» $\Delta l_{пер}$, которые изображаются площадкой 32'2.

Форма пограничной кривой является специфическим термодинамическим свойством рабочего тела. Так, для большинства фреонов (R12, R22, R502, R134a и др.) линия насыщенной жидкости пологая, а линия насыщенного пара – крутая, что свидетельствует о больших потерях от дросселирования и малых от перегрева. В этой ситуации повышение эффективности холодильного цикла можно достичь за счёт применения регенерации тепла, которая осуществляется в специальном регенеративном теплообменнике. Принципиальная схема ПХМ, позволяющая осуществлять как цикл с регенерацией тепла, так и без регенерации, представлена на рис 4.3. Введённый в данную схему регенеративный теплообменник *РТО* может отключаться переключением вентилей, и движение холодильного агента в этом случае осуществляется по обводной линии.

За счёт более глубокого переохлаждения жидкого рабочего тела перед вентилем *РВ*, который и является дроссельным устройством, снижаются потери от дросселирования, возрастает удельная холодопроизводительность на величину $\Delta q_0 = h_{5h} - h_{5hp} = T_0(s_{5h} - s_{5hp})$.

С другой стороны, введение регенерации приводит к перегреву паров на всасывании (процесс в *РТО* 1-1_p) и, как следствие, к увеличению перегрева на нагнетании и потерь от перегрева на величину Δl_p . Следовательно, эффективность от введения регенерации зависит от соотношения $\Delta q_0 / \Delta l_p$.

Целесообразность введения регенерации возрастает, как правило, с увеличением разности температур конденсации и кипения ($T_k - T_0$), так как при большом перепаде температур потери от дросселирования весьма значительны. Для ПХМ с использованием поршневых компрессоров перегрев на всасы-

Для определения совершенства работы ПХМ вводят действительный КПД

– для регенеративного цикла $\eta_{\partial p} = \frac{\varepsilon_{\partial p}}{\varepsilon_{ид}}$. Здесь $\varepsilon_{ид}$ – холодильный коэффициент цикла Карно и определяется:

$$\varepsilon_{ид} = \frac{T_x}{T_{oc} - T_x},$$

где T_{oc} – температура окружающей среды (в нашем случае средняя температура охлаждающей воды); T_x – температура охлаждаемого тела (в нашем случае температура в холодильной камере).

Примерный вид характеристик представлен на рис. 4.4 и 4.5.

Если при сопоставлении показателей окажется, что $\varepsilon_{\partial p} > \varepsilon_{\partial}$ и $\eta_{\partial p} > \eta_{\partial}$, то введение регенерации целесообразно.

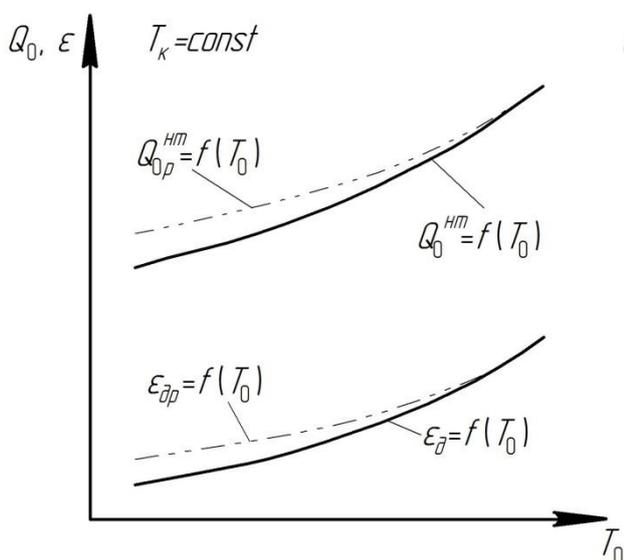


Рис. 4.4. Зависимость Q_0^{hm} , Q_{0p}^{hm} и ε_{∂} , $\varepsilon_{\partial p}$ от температуры кипения при $T_{\kappa} = const$

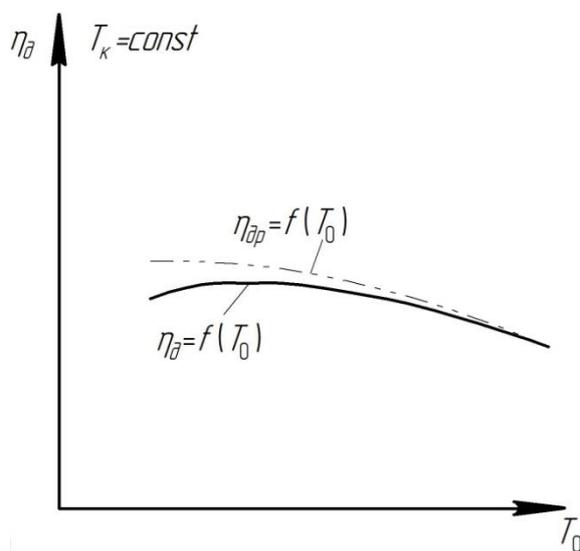


Рис.4.5. Зависимость η_{∂} и $\eta_{\partial p}$ от температуры T_0 при $T_{\kappa} = const$

4.2 Описание лабораторной холодильной установки

(см. лабораторную работу №2)

Холодильные циклы с регенерацией и без регенерации, реализуемые лабораторной установкой, в $\lg p-h$ диаграмме представлены на рис.4.6.

Работа ПХМ осуществляется следующим образом. Пары фреона R12 отсасываются из испарительной батареи в состоянии, характеризуемом точкой 6. В случае применения регенеративного цикла подогреваются в *PТO* до состояния точка 1р, а затем сжимаются компрессором до давления конденсации (с регенерацией процесс 1р-2р, без регенерации – процесс 1-2). Затем пары поступают в конденсатор, где охлаждаются и конденсируются (процесс 2-3). В случае регенеративного цикла, конденсат отправляется на переохлаждение в *PТO* (процесс 3-4). Затем конденсат через фильтр-осушитель направляется на *TPB*, где дросселируется до давления p_0 (3-5 в цикле без регенерации и 4-5р в цикле с регенерацией). Далее фреон направляется в испарительную батарею, кипит и перегревается в ней (процесс 5-6 в цикле без регенерации и 5р-6 в цикле с регенерацией) и охлаждает воздух в холодильной камере. Давления кипения p_0 и $p_{вс}$ в общем случае отличаются друг от друга на величину гидравлических сопротивлений соединительной линии. Однако, в данной установке это отличие практически не наблюдается и происходит совпадение линий p_0 и $p_{вс}$, а следовательно, и точек 5 и 1 в нерегенеративном и 1' и 1р в регенеративном циклах. И лишь для режимов работы с неполным открытием всасывающего вентиля появляются изохорные процессы дросселирования пара фреона в вентиле 5-1 или 1'-1р.

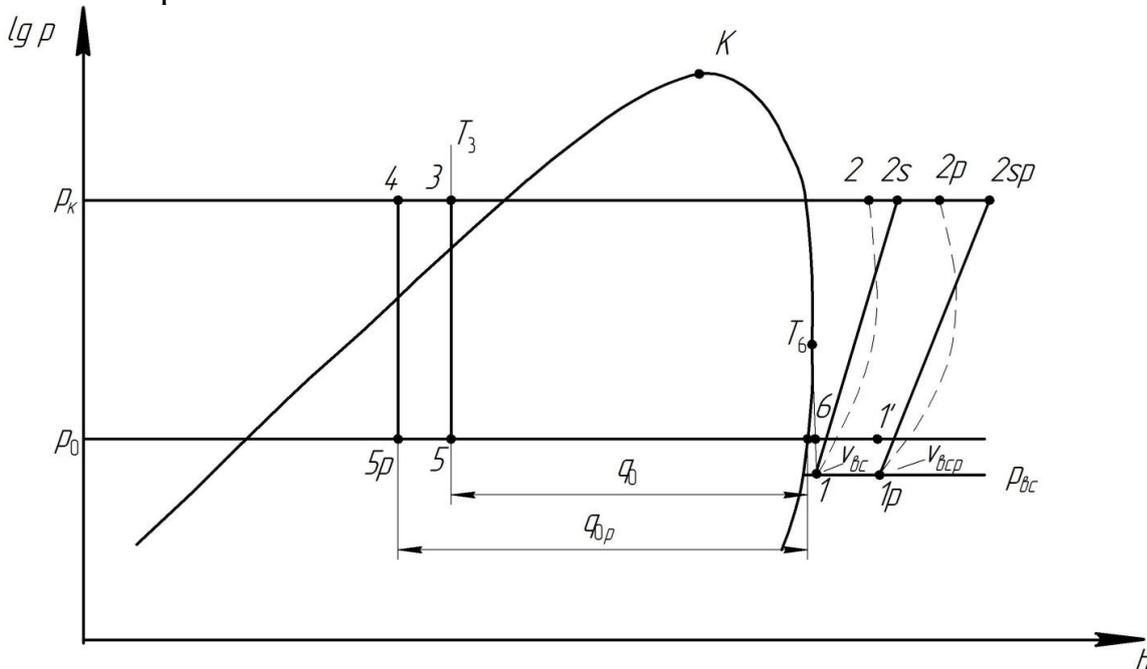


Рис. 4.6. Циклы работы лабораторной холодильной установки в режима с регенерацией и без регенерации

4.3 Порядок проведения испытаний

а) Испытания без регенерации

1. Открыть вентиль подачи охлаждающей воды через конденсатор, установив поплавков ротаметра на позиции $20 \div 30$ делений.
2. Полностью открыть нагнетательный вентиль компрессора до упора, а затем повернуть рукоятку вентиля в обратном направлении примерно на один виток.
3. Включить электродвигатель компрессора.
4. Установить тумблер переключателей соленоидных вентилях в положение *СВ1*. При этом фреон будет двигаться по обводной линии, минуя *РТО*.
5. Открыть запорный вентиль на выходе жидкого фреона из конденсатора. Плавно открыть всасывающий вентиль компрессора, наблюдая при этом за изменениями в показаниях манометров.
6. Добиться установления стационарного режима работы установки, что достигается через 30-40 минут работы при условии постоянства расхода и температуры воды, охлаждающей конденсатор.
7. Произвести запись показаний измерительных приборов и занести результаты в протокол испытаний (табл. 4.1).
8. Включить *ТЭНы* и установить заданную тепловую нагрузку (примерно $20 \div 30\%$ от установленной мощности *ТЭНов*), добиться установления стационарного режима, сохраняя при этом давление p_k первого режима за счёт увеличения расхода воды.
9. Повторить операции 9-го пункта ещё 2-3 раза, увеличивая при этом равномерно тепловую нагрузку *ТЭНов*. Занести результаты в протокол испытаний.

б) Испытания с регенерацией

1. Не останавливая установку произвести переключение тумблера в положение *СВ2*. Это обеспечит движение холодильного агента через *РТО*.
2. Добиться установления стационарного режима, поддерживая при этом давление p_k , регулируя подачу воды. Занести результаты в протокол испытаний.
3. Плавно снижать нагрузку *ТЭНов* и повторить по значениям нагрузки режимы, пройденные без регенерации. На каждом из режимов поддерживать давления p_k , регулируя подачу воды. Результаты занести в протокол испытаний (табл. 4.1).
4. Выключить *ТЭНы* в холодильной камере.
5. Закрыть запорный вентиль на линии жидкого фреона на выходе из конденсатора.
6. При снижении давления в испарительной батарее до нуля по маномет-

- ру p_0 , закрыть всасывающий вентиль компрессора.
7. Закрыть нагнетательный вентиль компрессора.
 8. Выключить электродвигатель компрессора.
 9. Прекратить подачу охлаждающей воды в конденсатор.

Таблица 4.1

Протокол испытаний

№	Измеряемая величина	Размерность	Измерение без регенерации				Измерение с регенерацией			
			1	2	3	4	1	2	3	4
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
1	p_0	ати								
2	$p_{вс}$	ати								
3	$p_{к}$	ати								
4	t_1	°C					–	–	–	–
5	t_{1p}	°C	–	–	–	–				
6	t_2	°C					–	–	–	–
7	t_{2p}	°C	–	–	–	–				
8	t_3	°C								
9	t_4	°C	–	–	–	–				
10	t_5	°C					–	–	–	–
11	t_{5p}	°C	–	–	–	–				
12	t_6	°C								
13	t_{w1}	°C								
14	t_{w2}	°C								
15	t_{θ}	°C								
16	t_x	°C								
17	N_9	кВт								
18	N_H	кВт								
19	H	число дел.								

4.4 Обработка результатов

Для каждого из режимов при обработке результатов выполнить следующие действия:

1. Определить абсолютные величины давлений:

$$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1),$$

$$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1),$$

$$p'_к = 0,0981(p_к + 1), \text{ МПа}$$

2. По данным протокола измерений построить цикл ПХМ в диаграмме $\lg p-h$, определить параметры узловых точек и заполнить таблицы 4.2 и 4.2а.

Таблица 4.2

Без регенерации

Режим	Параметры	Размерность	ТОЧКИ					
			1	2	2s	3	5	6
1	p	МПа						
	t	°С						
	h	кДж/кг						
	v	м ³ /кг						
2	p	МПа						
	t	°С						
	h	кДж/кг						
	v	м ³ /кг						

Таблица 4.2а

С регенерацией

Режим	Параметры	Размерность	ТОЧКИ							
			1p	2p	3	4	5p	6	1'	2s
1	p	МПа								
	t	°С								
	h	кДж/кг								
	v	м ³ /кг								
2	p	МПа								
	t	°С								
	h	кДж/кг								
	v	м ³ /кг								

3. Определить тепловую нагрузку на конденсатор:

$$Q_k^{hm} = m_g \cdot c_g (t_{w2} - t_{w1}), \text{ кВт}$$

где $m_g = A \cdot H$, кг/с – расход охлаждающей воды через конденсатор (величина тарифовочного коэффициента ротаметра A определяется предварительной тарировкой); $c_g = 4,19$ кДж/кг·К – теплоемкость воды.

4. Определить расход фреона циркулирующего в ПХМ:

для режима без регенерации:

$$m_a = \frac{Q_k^{hm} + \Delta Q_k}{h_2 - h_3}, \text{ кг/с};$$

для режима с регенерацией:

$$m_a = \frac{Q_k^{hm} + \Delta Q_k}{h_{2p} - h_3}, \text{ кг/с}$$

Дополнительный отвод тепла от рабочего тела в конденсаторе, за счет теплообмена с воздухом в лаборатории через корпус аппарата, ΔQ_{κ} вычисляется:

$$\Delta Q_{\kappa} = k \cdot F_{\kappa n} (t_{\kappa} - t_{\theta}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

где $k = 23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – коэффициент теплопередачи от фреона к воздуху; $F_{\kappa n} = 0,6 \text{ м}^2$ – наружная поверхность корпуса конденсатора.

5. Вычислить холодопроизводительность ПХМ «нетто»:

$$Q_0^{nm} = Q_n + Q_{\kappa k} = Q_n + k_{\kappa k} \cdot F_{\kappa k} (t_{\theta} - t_x) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

Площадь наружной поверхности холодильной камеры $F_{\kappa k}$ определить предварительным ее обмером. Коэффициент теплопередачи ограждения холодильной камеры $k_{\kappa k} = 0,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

6. Определить холодопроизводительность ПХМ «брутто»:
для режима без регенерации:

$$Q_0^{\theta p} = m_a (h_6 - h_5), \text{ кВт}$$

для режима с регенерацией:

$$Q_0^{\theta p} = m_a (h_{1p} - h_{5p}) - Q_{PTO}, \text{ кВт},$$

где Q_{PTO} – тепловая нагрузка регенеративного теплообменника:

$$Q_{PTO} = m_a (h_{1p} - h_6), \text{ кВт}$$

7. Рассчитать действительный холодильный коэффициент для режимов без регенерации и с регенерацией:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{Q_0^{\theta p}}{N_{\theta}}$$

8. Рассчитать идеальный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{u\theta} = \frac{T_x}{T_{wcp} - T_x}$$

9. Рассчитать действительный КПД для режимов без регенерации и с регенерацией:

$$\eta_{\theta} = \frac{\varepsilon_{\theta}}{\varepsilon_{u\theta}}$$

10. Занести данные вычислений по каждому из режимов в таблицы 4.2 и

4.2а. Построить по данным испытаний ПХМ графики $Q_0^{nm} = f(T_0)$; $Q_{0p}^{nm} = f(T_0)$; $Q_0^{\theta p} = f(T_0)$; $Q_{0p}^{\theta p} = f(T_0)$; $\varepsilon_{\theta} = f(T_0)$; $\varepsilon_{\theta p} = f(T_0)$; $\eta_{\theta} = f(T_0)$; $\eta_{\theta p} = f(T_0)$ при $T_{\kappa} = \text{const}$

11. Сделать вывод полученных данных. Заполнить бланк отчета и сдать зачет преподавателю.

Таблица 4.3

Без регенерации

№	Вычисляемая величина	Размерность	1 режим	2 режим	3 режим	4 режим
1	2	3	4	5	6	7
1	$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1)$	МПа				
2	$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1)$	МПа				
3	$p'_к = 0,0981(p_к + 1)$	МПа				
4	$m_г = A \cdot H$	кг/с				
5	$Q_к^{hm} = m_г \cdot c_г (t_{w2} - t_{w1})$	кВт				
6	$\Delta Q_к = k \cdot F_{кн} (t_к - t_г) \cdot 10^{-3}$	кВт				
7	$m_a = (Q_к^{hm} + \Delta Q_к) / (h_2 - h_3)$	кг/с				
8	$Q_0^{hm} = Q_н + k_{хк} \cdot F_{хк} (t_г - t_x) \cdot 10^{-3}$	кВт				
9	$Q_0^{\delta p} = m_a (h_6 - h_5)$	кВт				
10	$\varepsilon_\delta = Q_0^{\delta p} / N_\delta$					
11	$\varepsilon_{u\delta} = T_x / (T_{всп} - T_x)$					
12	$\eta_\delta = \varepsilon_\delta / \varepsilon_{u\delta}$					

Таблица 4.3а

С регенерацией

№	Вычисляемая величина	Размерность	1 режим	2 режим	3 режим	4 режим
1	$p'_0 = 0,0981(p_0 + 1)$	МПа				
2	$p'_{вс} = 0,0981(p_{вс} + 1)$	МПа				
3	$p'_к = 0,0981(p_к + 1)$	МПа				
4	$m_г = A \cdot H$	кг/с				
5	$Q_к^{hm} = m_г \cdot c_г (t_{w2} - t_{w1})$	кВт				
6	$\Delta Q_к = k \cdot F_{кн} (t_к - t_г) \cdot 10^{-3}$	кВт				
7	$m_a = (Q_к^{hm} + \Delta Q_к) / (h_{2p} - h_3)$	кг/с				
8	$Q_0^{hm} = Q_н + k_{хк} \cdot F_{хк} (t_г - t_x) \cdot 10^{-3}$	кВт				
9	$Q_{PTO} = m_a (h_{1p} - h_6)$	кВт				
10	$Q_0^{\delta p} = m_a (h_{1p} - h_{5p}) - Q_{PTO}$	кВт				
11	$\varepsilon_{\delta p} = Q_0^{\delta p} / N_\delta$					

12	$\varepsilon_{ud} = T_x / (T_{wcp} - T_x)$					
13	$\eta_{op} = \varepsilon_d / \varepsilon_{ud}$					

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5 ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Цель работы: освоить экспериментальную методику построения характеристик основных элементов холодильной машины, изучить их взаимосвязь и приобрести навыки в регулировании режима работы холодильной машины.

5.1 Общие сведения

Компрессор характеризуется тепловыми потоками на входе Q_0^{KM} (холодопроизводительность компрессора) и выходе Q_k^{KM} (тепловая нагрузка на конденсатор). Эти показатели связаны между собой зависимостью:

$$Q_k^{KM} = Q_0^{KM} + N^{KM} \quad (5.1)$$

где N^{KM} – внутренняя мощность компрессора.

Холодопроизводительность компрессора определяется по выражению:

$$Q_0^{KM} = V_d \cdot q_v = \lambda \cdot V_h \cdot q_v = \lambda \cdot V_h \frac{q_0}{v_{вс}}, \quad (5.2)$$

где V_d , V_h – действительная и теоретическая объёмные производительности; λ – коэффициент подачи; q_0, q_v – удельные массовая и объёмная холодопроизводительности, $v_{вс}$ – удельный объём всасываемых паров. Величина V_h обусловлена только конструкцией компрессора и не зависит от режима работы.

Удельная массовая холодопроизводительность находится в зависимости от рода холодильного агента и температур T_0 и T_k . Как правило, q_0 растёт с повышением T_0 и падением T_k .

Удельный объём всасывающих паров зависит от их давлений $p_{вс}$ и температуры $T_{вс}$, а те, в свою очередь, от T_0 . Изменение $v_{вс}$ вносит наибольшую долю в общее изменение холодопроизводительности компрессора от T_0 .

Коэффициент подачи λ зависит от конструкции компрессора, перегрева паров холодильного агента на всасывании $\Delta T_{вс} = T_{вс} - T_0$ и температур T_0 и T_k . Для каждого вида холодильного агента и конкретной схемы холодильной машины имеется свой оптимальный перегрев паров на всасывании, соответствующий наилучшим энергетическим и экономическим показателям. Повышение T_k и снижение T_0 ведёт к росту степени повышения давления в компрессоре Π и, как следствие, снижению λ .

Внутренняя мощность компрессора $N_{км}$ тратится на сжатие паров холодильного агента в компрессоре. Она зависит от температур T_0 и T_k , связанной с ними степени повышения давления Π и эффективности рабочих параметров в компрессоре, определяемой внутренними адиабатным и изотермным кпд. С ростом T_0 мощность компрессора растет, а её зависимость от T_k и Π носит сложный характер. Для режимов, характерных для холодильных компрессоров ($\Pi > 3,5$), рост T_k и Π вызывает снижение $N_{км}$, а уменьшение $\eta_{из}$ или $\eta_{ад}$ приводит к росту внутренней мощности. Наибольшее влияние на изменение $N_{км}$ оказывает T_0 за счёт изменения массовой производительности компрессора $M^{км}$.

Характеристики компрессора изображаются в координатах $Q_0^{км} - T_0, Q_k^{км} - T_k$ (рис.5.1, 5.2).

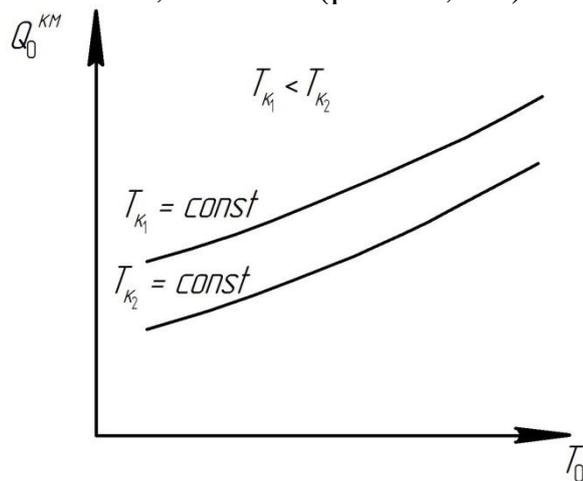


Рис. 5.1. Холодопроизводительность компрессора $Q_0^{км} = f(T_0)$

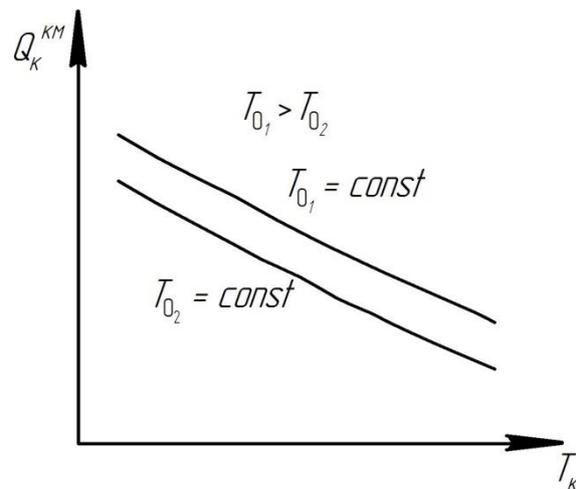


Рис. 5.2. Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_k^{км} = f(T_k)$

Основным показателем работы конденсатора является тепловая нагрузка Q_k , а параметрами — температуры T_k, T_{w1} и массовый расход воды через конденсатор m_w

Тепловая нагрузка конденсатора определяется по выражению:

$$Q_k = k \cdot F \cdot \theta_m^k, \quad (5.3)$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность теплообмена; θ_m^k — осреднённый температурный напор в конденсаторе.

Так как для аппаратов холодильных машин, как правило, $\theta_m^k < 10$ К, величины среднелогарифмического и среднеарифметического напора практически совпадают. Поэтому для анализа удобно записать:

$$\theta_m^k = T_k - \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2}, \quad (5.4)$$

где T_{w1}, T_{w2} — температуры воды на входе и выходе конденсатора.

Характеристика конденсатора $Q_k = f(T_k)$ может быть представлена в ви-

де некоторой линии $K1$ (рис. 18). Рассмотрим закономерности её построения.

Из теплового баланса по охлаждающей воде находим:

$$Q_k = m_w \cdot c_w (T_{w2} - T_{w1}), \quad (5.5)$$

где c_w – теплоёмкость воды.

Тогда связь между нагрузкой Q_k и температурой T_k может быть представлена в виде:

$$Q_k = \frac{k \cdot F}{1 + \frac{k \cdot F}{2m_w \cdot c_w}} (T_{w2} - T_{w1}) = A(T_k - T_{w1}) \quad (5.6)$$

Произведение $k \cdot F$ называется «качеством» конденсатора. При соблюдении ряда условий оно с достаточной точностью может рассматриваться как постоянная величина. К таким условиям относится, прежде всего, постоянство величин расхода и температуры воды на входе в конденсатор и постоянство уровня конденсата в конденсаторе. Отсюда следует, что при выполнении указанных условий мы можем считать $A = \text{const}$, а характеристику конденсатора линейной. При $Q_k = 0$, $T_k = T_{w2} = T_{w1}$, т.е. линия характеристики пересекает ось абсцисс в точке T_{w1} . Угол наклона характеристики определяется как $\varphi' = \text{arctg } A$. Воздействие на параметры, вызывающее изменения величины A , приводит к изменению характеристики конденсатора. Например, при увеличении m_w возрастает коэффициент теплопередачи k вследствие повышения скорости движения воды и коэффициента теплоотдачи от воды к стенке. Это всё приводит к возрастанию величины A и тепловой нагрузки Q_k , воспринимаемой конденсатором. Тогда характеристика конденсатора изобразится линией $K2$ (см. рис.5.3).

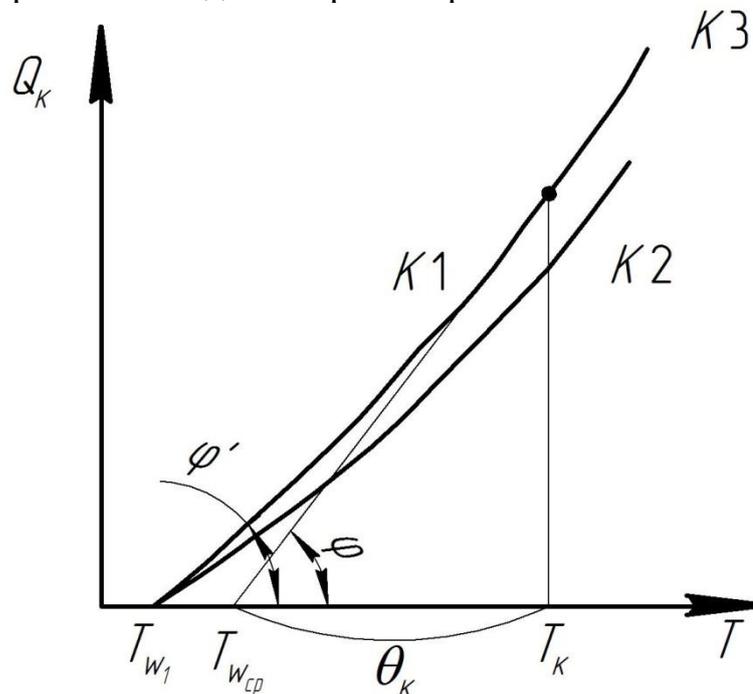


Рис.5.3. Характеристика конденсатора

Действительная характеристика конденсатора криволинейна (линии $K1$ и

К2), так как фактически коэффициент теплопередачи k – переменная величина, зависящая от уровня температур, при которых идут процессы теплопередачи, режима течения плёнки конденсата, величины температурного напора в аппарате и ряда других факторов. Переменной величиной является также и c_s . Однако, для анализа процессов регулирования холодильной машины эти отклонения не существенны и характеристику конденсатора удобнее представлять не кривыми, выходящими из точки с температурой T_{w1} , а прямыми, которые выходят из точки с температурой $T_{wcp} = (T_{w1} + T_{w2})/2$. В этом случае угол наклона прямой КЗ (см. рис.5.3) будет зависеть непосредственно от качества конденсатора, $\varphi = \text{arctg}(k \cdot F)$, что упрощает и делает анализ более наглядным.

Под характеристикой испарителя понимают зависимость тепловой нагрузки испарителя (холодопроизводительности) от температуры кипения T_0 . Холодопроизводительность испарителя определяется по формуле:

$$Q_0^u = m_s \cdot c_s (T_{s2} - T_{s1}) = k \cdot F \cdot \theta_m^u, \quad (5.7)$$

где c_s – теплоёмкость хладоносителя; T_{s2}, T_{s1} – температуры выходящего и входящего в испаритель хладоносителя; k – коэффициент теплопередачи; F – поверхность теплообмена; θ_m^u – осреднённый температурный напор в испарителе.

Характеристика испарителя представляет собой кривую И1, выходящую из точки с температурой T_{s2} . Характеристика испарителя, соответствующая, например, увеличению расхода хладоносителя m_s , изобразится кривой И2 (аналогично конденсатору). Для анализа характеристику испарителя удобнее представить прямой линией (ИЗ на рис.5.4), выходящей из точки $T_{scp} = (T_{s1} + T_{s2})/2$, которая соответствует средней температуре хладоносителя.

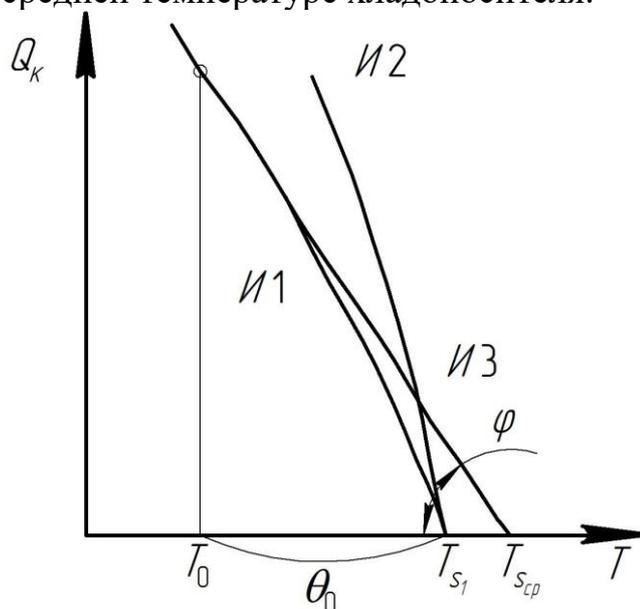


Рис.5.4. Характеристика испарителя

Качество испарителя определяется как:

$$k \cdot F = \frac{Q_0^u}{\theta_m^u} = \text{tg} \varphi \quad (5.8)$$

Под характеристикой регулирующего вентиля (*PB*) понимают зависимость холодопроизводительности рабочего тела, проходящего через *PB* за единицу времени, от площади проходного сечения, температур кипения и конденсации.

Расход жидкости через *PB* определяется по формуле:

$$m = \mu \cdot f \sqrt{2\rho_1(p_k - p_0)}, \quad (5.9)$$

где f – площадь проходного сечения; ρ_1 – плотность жидкости перед отверстием; μ – коэффициент расхода, зависящий от формы отверстия и режима течения жидкости.

В соответствии с этим холодопроизводительность, обеспечиваемая *PB* рассчитывается по уравнению:

$$Q_0^{PB} = q_0 \mu f \sqrt{2\rho_1(p_k - p_0)} \quad (5.10)$$

Характеристика *PB* изображается в координатах $Q_0^{PB} - T_0$ и при постоянной T_k представляет собой серию кривых, выходящих из точки и температурой T_k (рис.5.5). Каждой кривой на графике соответствует определённая степень отношения дроссельного устройства. Величина μ при изменении p_0 и f меняется незначительно. Основное влияние на холодопроизводительность Q_0^{PB} оказывает разность давлений $(p_k - p_0)$.

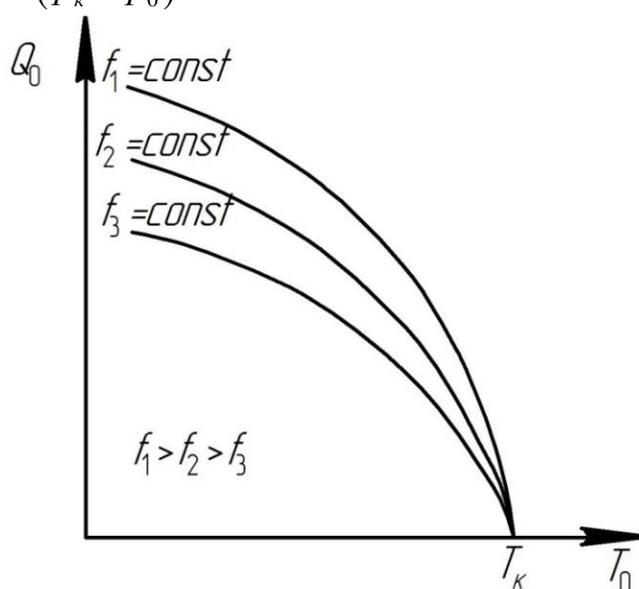


Рис.5.5. Характеристика регулирующего вентиля

В установившемся режиме работы холодильной машины тепловые нагрузки испарителя, конденсатора и *PB* должны соответствовать друг другу:

$$Q_0^n = Q_0^{KM}; Q_k = Q_k^{KM}; Q_0^n = Q_0^{PB} \quad (5.11)$$

Совокупность параметров, определяющих режим работы холодильной машины, называется рабочей точкой. Значения T_0 , T_k , p_0 , p_k в рабочей точке строго фиксированы. Пересечение характеристик компрессора и испарителя (рис.5.6) дает рабочую точку 1, которая характеризует состояние равновесия и

равновесную температуру T_{0_1} . Пересечение характеристик компрессора и конденсатора (рис.5.6) даёт рабочую точку 1, характеризующую состояние равновесия и равновесную температуру конденсации T_{κ_1} .

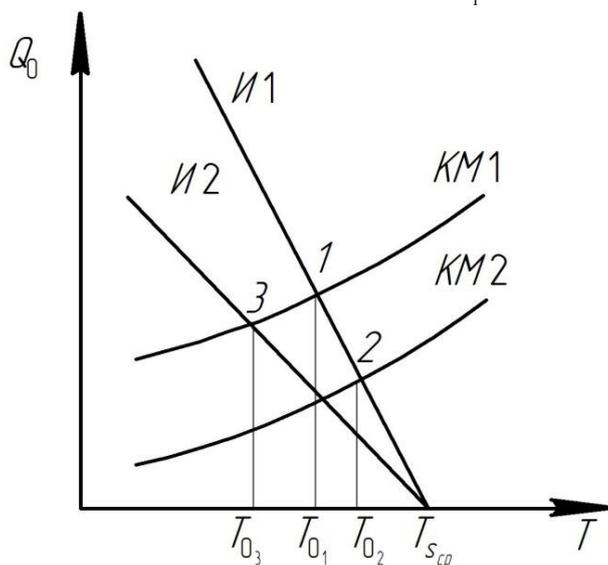


Рис. 5.6. Совмещенные характеристики компрессора и испарителя

Предположим, что равновесие нарушилось вследствие изменения характеристики компрессора. Производительность компрессора была снижена путём прикрытия всасывающего вентиля и дросселирования потока на всасывании. В этом случае характеристика компрессора изобразится кривой $КМ2$ (см. рис.5.7) и тепловая нагрузка на испаритель и конденсатор снизится. Первоначально это приведёт к тому, что количество паров, образовавшихся в испарителе, и количество паров, конденсирующихся в конденсаторе, превысит количество паров, сжимающихся в компрессоре. Такое несоответствие приводит к росту давления p_0 и температуры T_0 в испарителе и снижению давления p_κ и температуры T_κ в конденсаторе. Через некоторое время равновесие восстановится при новых значениях T_{0_2} и T_{κ_2} , характеризующих новую рабочую точку.

Аналогичное смещение рабочей точки произойдёт при изменении характеристики испарителя (см. рис.5.6, точка 3) или конденсатора (см. рис.5.7, точка 3). Отсюда следует, что системы компрессор-испаритель и компрессор-конденсатор обладают свойством саморегулирования. Однако саморегулирование приводит к тому, что величины T_0 и T_κ изменяют своё первоначальное значение.

Пересечение характеристик испарителя и $PВ$ также будет определять рабочую точку 1, в которой $Q_0^u = Q_0^{PB}$, т.е. имеет место состояние равновесия, при котором расходы рабочего тела через испаритель, компрессор и $PВ$ одинаковы (рис.5.8).

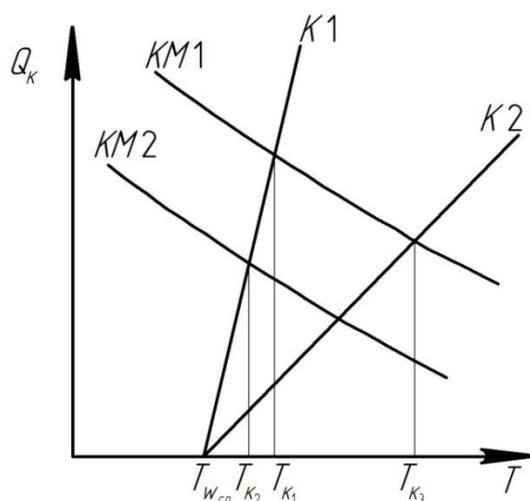


Рис.5.7. Совмещенные характеристики компрессора и конденсатора

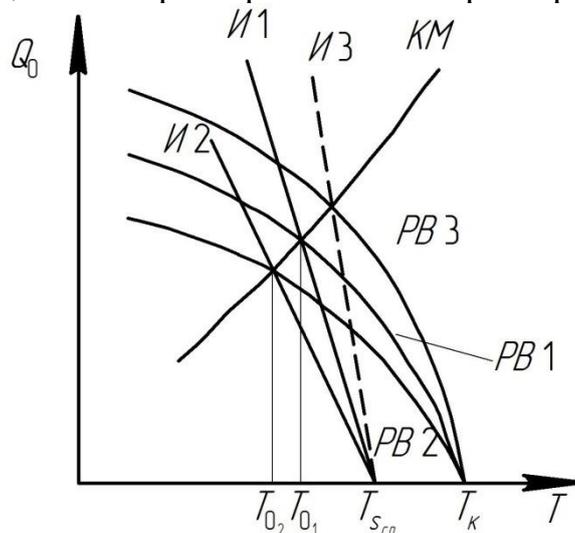


Рис.5.8. Совмещенные характеристики компрессора и регулирующего вентиля

Внесем возмущение, т.е. изменим площадь проходного сечения PB . Характеристика его теперь изобразится кривой $PB2$. Первоначально возникает несоответствие между холодопроизводительностью PB и испарителя, а расход рабочего тела через PB станет меньше расхода через испаритель. Это приведёт к снижению уровня жидкости в испарителе и «качества» $k \cdot F$ вследствие уменьшения площади теплообмена. В результате произойдёт изменение характеристики испарителя, которая будет определяться прямой $И2$. Новое состояние равновесия (точка 2) наступит при меньшей температуре T_0 и холодопроизводительности Q_0 . При увеличении площади проходного сечения PB уровень жидкости в испарителе возрастает, в результате чего рост «качества» $k \cdot F$ не происходит и характеристика испарителя остаётся неизменной, однако чрезмерное переполнение испарителя может привести к влажному ходу компрессора.

Таким образом, основное назначение PB заключается в обеспечении правильного уровня заполнения испарителя, а не в регулировании температуры T_0 .

5.2 Описание лабораторной холодильной установки

(см. лабораторную работу №2)

Методика проведения эксперимента

Измерение параметров рабочего тела, хладоносителя, охлаждающей воды и электроэнергии производится при установившемся режиме работы холодильной машины. Практически режим следует считать установившимся, если колебания температур рабочего тела не превышают $\pm 1\text{К}$.

В процессе эксперимента необходимо измерять следующие величины: давления кипения p_0 и конденсации p_k , давление всасывания $p_{вс}$, температуры паров хладона на выходе из испарителя t_6 , на входе и выходе компрессора t_1 и t_2 , после конденсатора t_3 , после регенеративного теплообменника t_4 , температуры воды на входе и выходе из конденсатора t_{w_1}, t_{w_2} и воздуха в помещении t_6 . Кроме того, при помощи ротаметра измеряют расход воды через конденсатор (число делений N по верхнему срезу поплавка ротаметра). Результаты замеров заносят в протокол эксперимента.

Задание 1. Определение характеристик компрессора

Порядок проведения эксперимента

1. Полностью открыть вентиль подачи охлаждающей воды в конденсатор.
2. Полностью открыть нагнетательный вентиль компрессора.
3. Включить электродвигатель компрессора.
4. Открыть запорный вентиль на выходе жидкого хладона из конденсатора.
5. Включить вентиляторы в холодильном шкафу.
6. Регулируя тепловую нагрузку электронагревателями, установить и поддерживать режим работы холодильной машины с давлением паров в испарителе $p_0 = 1,4 \div 1,5$ ати, что соответствует температуре кипения $T_0 = 266\text{ К}$. (Преподавателем может быть предложен другой режим работы).
7. При установившемся режиме заполнить протокол измерений.
8. Прикрывая вентиль подачи, снизить расход воды через конденсатор на 10-20% (по шкале ротаметра), изменяя таким образом характеристику конденсатора.
9. Повторить 3-4 раза пп. 5, 6. При этом необходимо следить чтобы температура паров после компрессора t_2 была не выше $125\text{ }^\circ\text{C}$.
10. Установить расход воды через конденсатор 50-70% от максимального.
11. Регулируя тепловую нагрузку электронагревателями, установить режим работы с давлением паров в испарителе $0,1 \div 0,2$ ати, что соответствует температуре кипения $T_0 = 246\text{ К}$.
12. Повторить п. 7.
13. Увеличивая тепловую нагрузку нагревателями на 10-20%, установить новый режим работы. Повышая одновременно подачу воды в конденсатор, поддерживать постоянным давление конденсации p_k .

14. Повторить пп. 12, 13 3-4 раза. Заполнить табл. 10.
15. Провести остановку установки, выполнив пп. 4-9 испытаний с регенерацией работы 4.

Таблица 5.1

№	Измеряемая величина	Размерность	1	2	3	4	5	6
1	p_0	ати						
2	$p_{вс}$	ати						
3	p_k	ати						
4	t_1	°С						
5	t_2	°С						
6	t_3	°С						
7	t_4	°С						
8	t_6	°С						
9	t_{w1}	°С						
10	t_{w2}	°С						
11	t_6	°С						
12	H	число дел.						

Задание 2. Определение характеристики конденсатора

Порядок проведения эксперимента

1. Повторить пп. 1-6 предыдущего занятия.
2. При установившемся режиме заполнить протокол измерений.
3. Изменить характеристику компрессора, прикрывая всасывающий клапан компрессора и дросселируя поток на всасывании. Контроль проводить по разнице давлений p_0 и $p_{вс}$. По мере прикрывания всасывающего клапана компрессора следует снижать тепловую нагрузку электронагревателей, чтобы не допустить существенного повышения температуры в холодильной камере.
4. Повторить 3-4 раза пп.2, 3.
5. Произвести остановку установки, выполнив пп.4-9 работы 4.

5.3 Обработка результатов

1. По данным протокола измерений и диаграмме $\lg p-h$ определить параметры в узловых точках холодильного цикла и температуры T_0 и T_k . Заполнить табл. 5..2.

Таблица 5.2

Параметры	Размерность	1	2	3	4	5	6
T_0	К						
T_k	К						

h_1	кДж/кг						
h_2	кДж/кг						
h_3	кДж/кг						
h_4	кДж/кг						
h_5	кДж/кг						

2. Определить количество тепла, отводимое в конденсаторе водой:

$$Q_{\kappa}^w = m_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} (t_{w2} - t_{w1}),$$

где m_{ϵ} – расход охлаждающей воды через конденсатор, определяется по тарировочному графику ротаметра, кг/с; c_{ϵ} – теплоёмкость воды, $c_{\epsilon} = 4,19$ кДж/(кг·К).

3. Определить количество тепла, отводимое в помещение через корпус конденсатора:

$$Q_{\kappa}^{\epsilon} = k \cdot F_{\kappa\kappa} (t_{\kappa} - t_{\epsilon}) \cdot 10^{-3},$$

где k – коэффициент теплопередачи от хладона к воздуху помещения, равный $k = 23$ Вт/(м²·К); $F_{\kappa\kappa}$ – наружная поверхность корпуса конденсатора, $F_{\kappa\kappa} = 0,6$ м².

4. Рассчитать тепловую нагрузку конденсатора:

$$Q_{\kappa} = Q_{\kappa}^w + Q_{\kappa}^{\epsilon}$$

5. Вычислить массовый расход хладона, циркулирующего в системе:

$$m_a = \frac{Q_{\kappa}}{h_2 - h_3}$$

6. Определить тепловую нагрузку испарителя:

$$Q_0 = m_a (h_5 - h_4)$$

7. Результаты расчётов занести в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Вычисляемая величина	Размерность	1	2	3	4		5	6
Q_{κ}^w	кВт							
Q_{κ}^{ϵ}	кВт							
Q_{κ}	кВт							
m_a	кг/с							
Q_0	кВт							

8. Построить характеристики $Q_{\kappa}^{KM} = f(T_{\kappa})$; $Q_0^{KM} = f(T_0)$; $Q_{\kappa} = f(T_{\kappa})$. При построении характеристики $Q_{\kappa} = f(T_{\kappa})$ учесть рабочую точку с координатами $Q_{\kappa} = 0$; $T = t_{w1}$.

9. Сделать анализ и выводы по работе.

Библиографический список

1. *Якобсон, В.Б.* Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.
2. *Зеликовский, И.Х.* Малые холодильные машины и установки / И.Х. Зеликовский, Л.Г. Каплан // Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.:Агропромиздат, 1989. – 672 с.: ил.
3. *Канторович, В.И.* Основы автоматизации холодильных установок / В.И. Канторович, З.В. Подлипенцева // – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ВО «Агропромиздат», 1987, 287 с.: ил.
4. Холодильные компрессоры: Справочник / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1981. – 280 с.
5. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др. / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992. – 304 с.
6. ГОСТ 23833-95 Оборудование холодильное торговое.
7. СТП 2069635-23-88. Комплексная система управления качеством деятельности вуза. Лабораторные работы. Структура и правила оформления: Стандарт предприятия / Казан. хим.-технол. ин-т. Казань, 1988. 14с.
8. Малыгина, Е. В. Холодильные машины и установки / Е.В. Малыгина, Ю.В. Малыгин. – М.: Пищевая промышленность, 1975. – 608 с.
9. Курылёв, Е.С. Холодильные установки / Е.С. Курылёв, Н.А. Герасимов. – Л. : Машиностроение, 1960. – 622 с.
10. Вайнштейн, В.Д. Низкотемпературные холодильные установки / В. Д. Вайнштейн, В.И. Канторович. – М.: Пищевая промышленность, 1972. –350 с.
11. Сакун, И.А. Холодильные машины / И.А. Сакун. – Л. : Машиностроение, 1985. – 510 с.
12. Богданов, С.П. Холодильная техника. Свойства веществ : Справочник / С.П. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. – Л. : Машиностроение, 1976. – 166 с.
13. Визгалов, С.В. Основы термодинамических расчетов парокомпрессионных холодильных машин : учебное пособие / С.В. Визгалов, А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев, М.С. Хамидуллин. – Казань: Слово, 2016. – 158 с.
14. Приданцев, А.С. Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок : учебно-методическое пособие / А.С. Приданцев, Д.Д. Ахметлатыйпова, А. А. Сагдеев. – Нижнекамск : НХТИ, 2013. – 88 с.
15. Ибраев, А.М. Теоретические основы холодильной техники : методические указания для выполнения практических работ / А.М. Ибраев, А.А.Сагдеев, С.В. Визгалов. – Нижнекамск : НХТИ, 2014. – 40 с.

16. Ибраев, А.М. Холодильные технологии и технологическое оборудование пищевой промышленности : монография / А.М. Ибраев, Ю.А. Фирсова, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев. – Казань : Фэн, 2011. – 256 с.
17. Ибраев А.М. Теоретические основы холодильной техники : монография / А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск : НХТИ, 2012. – 124 с.
18. Ибраев А.М. Холодильные технологии и технологическое оборудование пищевых продуктов : учебное пособие / А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев, А.Т. Тухватова. – Нижнекамск : НХТИ, 2009. – 94 с.
19. Сагдеев, А.А. Тепло- хладотехника : учебно-методическое пособие / А.А.Сагдеев, А.Т. Галимова,– Санкт-Петербург : Свое издательство,2019 -128 с.
20. Сагдеев, А.А. Теплотехника : учебно-методическое пособие / А.А.Сагдеев – Санкт-Петербург : Свое издательство , 2024 – 90 с.
21. Сагдеев, А.А. Техническая термодинамика : практикум / А.А.Сагдеев – Санкт-Петербург : Свое издательство , 2024 – 108 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1. Малые холодильные машины.....	3
Лабораторная работа №2. Испытание фреоновой одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины.....	38
Лабораторная работа №3. Изучение характеристик фреоновой одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины ...	53
Лабораторная работа №4. Испытание одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины в режимах с регенерацией и без регенерации тепла	63
Лабораторная работа №5. Характеристики основных элементов и регулирование холодильной машины	74
Библиографический список	84

Учебное издание

Сагдеев Айрат Адиевич

кандидат технических наук, доцент

Галимова Альбина Талгатовна

кандидат технических наук, доцент

ХЛАДОТЕХНИКА

УЧЕБНО - МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

ООО «Свое издательство»

197349, Санкт-Петербург, 1-я линия В.О., 42.

Тираж 300 экз.

Отпечатано с оригинал-макета в ООО ИПЦ «Гузель»
Республика Татарстан, г. Нижнекамск, пр. Химиков, 18