

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

А.А. Дзино, В.М. Мизин, Ю.В.Татаренко

ИСПЫТАНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2016

УДК 661.57

Дзино А.А., Мизин В.М., Татаренко Ю.В. Испытания пароконпрессиионных холодильных машин: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 64 с.

Рассмотрены порядок проведения и методика обработки результатов исследования различных режимов работы пароконпрессиионных холодильных машин. Приводится описание схем экспериментальных стендов одноступенчатых и двухступенчатых пароконпрессиионных холодильных машин. Даны технические характеристики исследуемых холодильных машин и отдельных их элементов.

Предназначено для бакалавров очной и заочной форм обучения направлений подготовки 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения и 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов по дисциплинам «Теоретические основы холодильной техники и низкотемпературные машины» и «Теоретические основы холодильной техники и низкотемпературных холодильных машин».

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 2 от 27 октября 2016 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Дзино А.А., Мизин В.М., Татаренко Ю.В., 2016

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| 1. ЦЕЛЬ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ..... | 5 |
| 2. ПОДГОТОВКА К ПРОВЕДЕНИЮ ИСПЫТАНИЯ..... | 7 |
| 3. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ..... | 7 |
| 4. ТРЕБОВАНИЯ К СОСТАВЛЕНИЮ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ..... | 7 |
| 5. ИСПЫТАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ВОЗДУШНЫМ КОНДЕНСАТОРОМ..... | 8 |
| 5.1. Описание экспериментального стенда и его элементов.... | 8 |
| 5.2. Расчет параметров холодильной машины и ее элементов | 17 |
| 6. ИСПЫТАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ..... | 23 |
| 6.1. Цель и методика испытаний одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником | 23 |
| 6.2. Определение расхода рабочего вещества..... | 27 |
| 6.3. Составление теплового баланса холодильной машины..... | 31 |
| 6.4. Определение мощности, затраченной в компрессоре..... | 32 |
| 6.5. Определение рабочих коэффициентов компрессора и холодильной машины | 33 |
| 6.6. Определение параметров конденсатора и испарителя..... | 34 |
| 7. ИСПЫТАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ..... | 35 |
| 7.1. Построение цикла двухступенчатой холодильной машины..... | 39 |
| 7.2. Определение расхода рабочего вещества..... | 41 |
| 7.3. Составление теплового баланса холодильной машины..... | 43 |
| 7.4. Определение мощности, затраченной в компрессорах..... | 44 |
| 7.5. Определение рабочих коэффициентов компрессоров и холодильной машины..... | 45 |
| 7.6. Определение параметров конденсатора..... | 47 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 48 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 49 |

ВВЕДЕНИЕ

Испытания технического оборудования являются неотъемлемой и важнейшей частью инженерной деятельности. Выявление преимуществ и недостатков новой техники и путей совершенствования, постоянный контроль качества выпускаемой серийной продукции, получение данных для технически грамотной эксплуатации оборудования – вот далеко не полный перечень задач, решаемых с помощью испытаний.

Значительная доля выпускаемого оборудования приходится на создание малых холодильных установок. Энергетическая система, состоящая из комплекса машин и аппаратов, работая в автоматическом режиме в течение десятка лет, справедливо может считаться чудом техники.

Малые холодильные машины получили широчайшее распространение в быту (холодильники, морозильники, кондиционеры), в торговом и общественном питании (холодильные шкафы, камеры, прилавки, витрины, охлаждаемые торговые автоматы), на транспорте и в пищевой промышленности. Широкое применение они находят в других отраслях промышленности, в сельском хозяйстве, строительстве, медицине, оборонной технике и науке.

Основной тип этих машин – паровые компрессионные машины, составляющие свыше 95 % всех машин данного класса. В охлаждаемых объектах самых малых размеров, таких как небольшие бытовые холодильники, применяют также машины паровые, абсорбционные, термоэлектрические и др.

Малые паровые холодильные машины можно разделить на несколько групп. К наиболее распространенной группе относятся машины холодопроизводительностью от 350 до 1200 Вт.

Холодильная машина является комплексом элементов, при помощи которых рабочее вещество совершает обратный термодинамический цикл за счет затраты работы или теплоты. Процессы в элементах холодильной машины взаимосвязаны, и на них оказывают влияние как окружающая среда, так и охлаждаемые объекты.

Основной особенностью парокомпрессионных холодильных машин является то, что рабочее вещество, совершая обратный цикл, меняет свое агрегатное состояние и может находиться в состоянии влажного, сухого насыщенного или перегретого пара, а также в жид-

ком состоянии. Основными элементами холодильной машины являются: компрессор (будут рассмотрены два его варианта – сальниковый и бессальниковый), конденсатор (при исследовании будут представлены его горизонтальный кожухотрубный вариант и конденсатор воздушного охлаждения), испаритель и устройство, в котором происходит расширение рабочего вещества.

Настоящее учебно-методическое пособие предназначено для самостоятельной подготовки к проведению и непосредственному проведению теплотехнических испытаний одно- и двухступенчатых холодильных машин. Описанный нами метод определения расхода рабочего вещества по тепловому балансу теплообменного аппарата широко используется не только в холодильной технике, но и в теплоэнергетике, химической промышленности и других отраслях народного хозяйства.

1. ЦЕЛЬ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Холодильные машины подвергаются испытаниям для определения их основных характеристик, показателей конструктивного совершенства и качества изготовления, а также в процессе создания новых образцов. Эти испытания различаются по назначению, виду и номенклатуре определенных характеристик и выполняемых измерений.

Испытания подразделяются на:

- приемно-сдаточные, предназначенные для определения того минимума показателей, которые достаточны для заказчика;
- периодические, проводимые в целях проверки стабильности характеристик выпускаемых машин;
- типовые, когда были проведены усовершенствования в конструкции и технологии изготовления;
- приемочные при проведении испытаний машин новых типовых размеров;
- исследовательские, проводимые в целях модернизации холодильных машин.

Исследовательские испытания, в свою очередь, могут быть аттестационными, ресурсными, специальными теплотехническими и механическими (на надежность, безотказность, ремонтпригодность, транспортабельность холодильного оборудования).

Настоящие испытания можно отнести и к типовым, и к исследовательским. Но, самое главное, они предназначены для ознакомления будущих специалистов холодильного дела с навыками их деятельности.

Испытания проводятся при установившемся режиме работы холодильной машины. Установившимся режимом является режим, при котором параметры рабочего вещества остаются постоянными в течение всего времени испытаний, т.е. должны быть стабильными показания контрольно-измерительных приборов (манометров, термометров, расходомеров). Как правило, идеально установившегося состояния достичь не удастся, поэтому допускается изменение температуры рабочего вещества в измеряемых точках в пределах ± 1 °С, температуры воздуха перед и после конденсатора $\pm 0,1$ °С, разности температур охлаждающей воды в конденсаторе – до 3 % от значения перепада температур в аппарате, разности температур хладоносителя в испарителе не более 3 %, температуры всасывания и нагнетания – не более чем $\pm 0,5$ °С. Показания контрольно-измерительных приборов записываются в протокол через каждые 10–15 мин в течение работы машины и не менее одного часа (не менее трех раз) после выхода установки на режим. В протоколе испытаний записываются только показания приборов.

Данные испытания предназначены для определения:

- холодопроизводительности холодильной машины Q_0 ;
- теплопроизводительности конденсатора Q_k ;
- эффективной N_e и индикаторной N_i мощностей компрессора;
- коэффициента подачи λ ;
- индикаторного η_i , эффективного η_e и механического $\eta_{\text{мех}}$ КПД компрессора;
- эффективного ε_e и индикаторного ε_i холодильных коэффициентов.

2. ПОДГОТОВКА К ПРОВЕДЕНИЮ ИСПЫТАНИЯ

В процессе подготовки к проведению испытания холодильной машины следует внимательно изучить схему машины непосредственно на стенде в лаборатории кафедры холодильной техники Университета ИТМО, ознакомиться с технической характеристикой холодильной машины и отдельных ее элементов, устройством и правилами обращения с контрольно-измерительными приборами, используемыми в процессе выполнения измерений. Кроме того, студент обязан изучить инструкцию по технике безопасности при работе с лабораторными установками и подписаться в журнале по ознакомлению с техникой безопасности.

3. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Показания приборов при каждом испытании могут отличаться друг от друга, поэтому они усредняются. Манометр показывает избыточное давление, поэтому все давления, зарегистрированные в протоколе, переводят в абсолютные с помощью следующего соотношения:

одна техническая атмосфера ($\text{кг}/\text{см}^2$) = 735,6 мм рт.ст. = 0,098 МПа:

$$p^{\text{абс}} = \left(p^{\text{из}} + \frac{B}{735,6} \right) \cdot 0,098 \text{ МПа}, \quad (1)$$

где $p^{\text{из}}$ – избыточное (манометрическое) давление;

B – барометрическое давление, мм рт. ст.

4. ТРЕБОВАНИЯ К СОСТАВЛЕНИЮ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

В отчет должны быть включены следующие разделы:

1. Схема и техническая характеристика холодильной машины.
2. Протокол испытания машины.
3. Таблица параметров состояния хладагента в узловых точках цикла.
4. Цикл холодильной машины в одной из термодинамических диаграмм.
5. Обработка результатов испытания холодильной машины.

Отчет предоставляется на проверку преподавателю в напечатанном с помощью ПК виде.

5. ИСПЫТАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ВОЗДУШНЫМ КОНДЕНСАТОРОМ

5.1. Описание экспериментального стенда и его элементов

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 1.

Рабочее вещество в состоянии перегретого пара поступает в компрессор *1*, где сжимается и нагнетается в конденсатор *2*. На внутренней поверхности трубы конденсатора происходит охлаждение пара, его конденсация и переохлаждение жидкого хладагента. Из конденсатора вещество сливается в ресивер *3* с указателем уровня *4*, затем через фильтр-осушитель *5* и смотровое окно *6* подводится к терморегулирующему вентилю *7*. Здесь рабочее вещество дросселируется [1], и образовавшийся влажный пар направляется в испаритель *8* [1].

Тепловая нагрузка на испаритель создается электронагревателями *9*, которые погружены в теплоноситель. Роль теплоносителя выполняет холодильный агент R12.

При подаче электроэнергии к нагревателям *9* теплоноситель испаряется и конденсируется на более холодных стенках наружной поверхности трубок испарителя. Рабочее вещество при этом кипит и перегревается, а жидкий теплоноситель стекает вниз в калориметр *10*. Из испарителя *8* рабочее вещество через смотровое окно *11* поступает обратно в компрессор. Конденсатор *2* охлаждается воздухом при помощи электровентилятора *12*.

Привод компрессора осуществляется электродвигателем постоянного тока *13* через клиноременную передачу. Применение электродвигателя постоянного тока позволяет производить плавное изменение частоты вращения ротора компрессора. Для измерения крутящего момента динамометром *14* корпус двигателя установлен на подшипниках. Реле давления *15* служит защитой от опасного повышения давления теплоносителя.

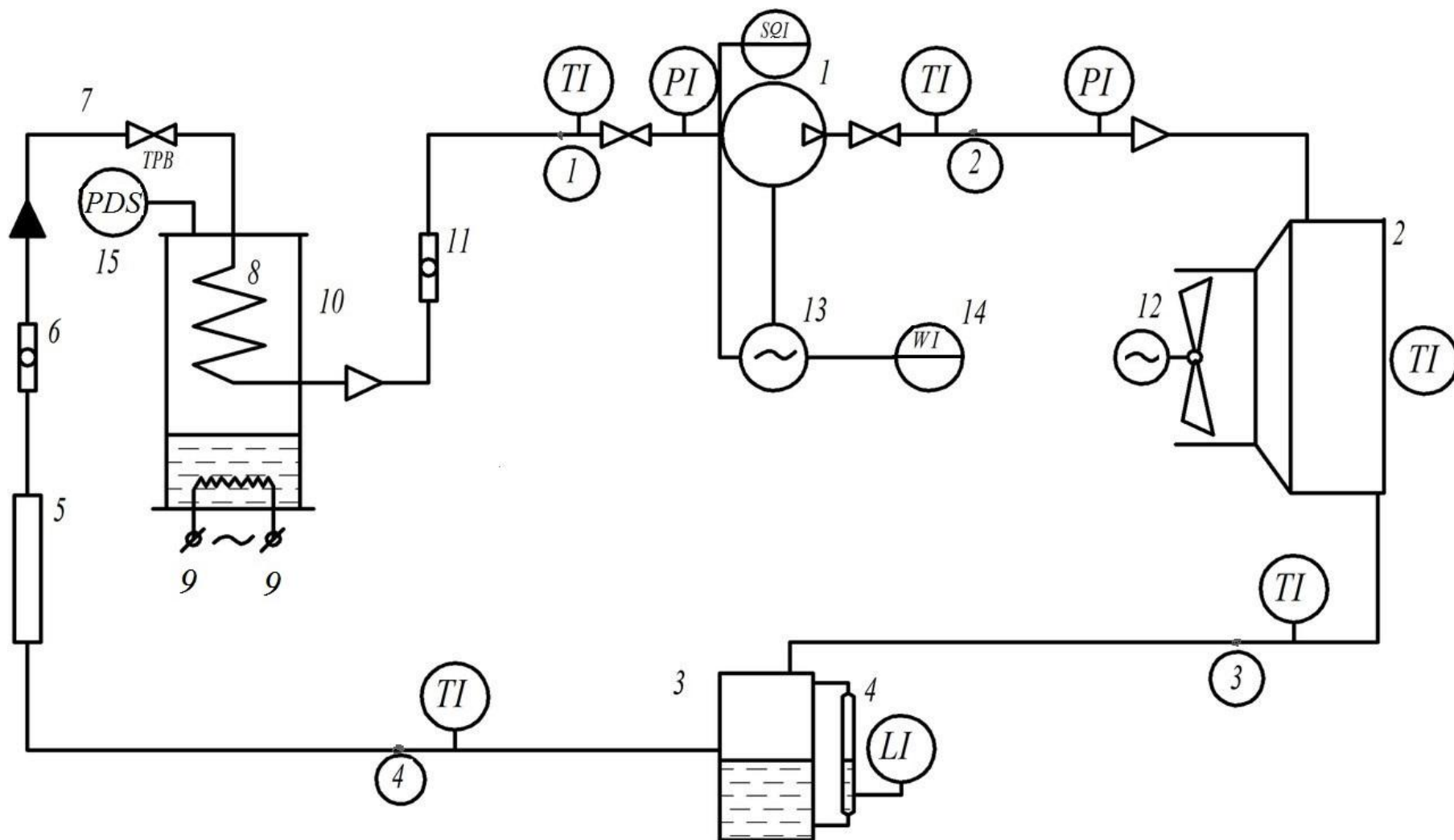


Рис. 1. Схема экспериментального стенда одноступенчатой холодильной машины с воздушным конденсатором

Измерение параметров рабочего вещества производится в определенных точках, указанных на схеме стенда (см. рис. 1), при установленном режиме работы холодильной машины.

Давление кипения p_0 и конденсации p_k измеряются образцовыми манометрами.

В связи с небольшой протяженностью трубопроводов на участках от компрессора до конденсатора и от испарителя до компрессора давление всасывания p_1 и нагнетания p_2 соответственно равно давлению кипения и конденсации.

Измерение температур рабочего вещества производится при входе в компрессор и при выходе из него, а также при выходе жидкости из конденсатора и перед регулирующим вентилем. Измерение осуществляется ртутными термометрами, установленными в тонкостенные гильзы.

Кроме вышеназванных параметров измеряется температура воздуха на входе $t_{в1}$ и на выходе $t_{в2}$ из конденсатора и перед калориметром $t_{в.кл1}$. Давление теплоносителя p_x фиксируется образцовым манометром.

Частота вращения электродвигателя $n_{дв}$ и компрессора $n_{км}$ измеряется цифровым тахометром типа ЦАТ-3М. Масса m , уравновешивающая рычаг мотор-весов, определяется с помощью пружинного динамометра.

Для определения мощности N_x калориметра измеряются напряжение U_x и сила тока I_x , потребляемые электронагревателями (прил. 1).

В процессе работы машины необходимо контролировать уровень жидкости в ресивере.

Постоянный уровень жидкости в ресивере свидетельствует о том, что режим работы холодильной машины установился.

КОМПРЕССОР

Основным элементом стенда является поршневой компрессор. Различают открытые (сальниковые) холодильные компрессоры общего назначения и транспортные. В свое время открытые компрессоры были главным типом малых холодильных компрессоров. В настоящее время на смену им пришли, в основном, герметичные фреоновые варианты.

В данном исследовании использован сальниковый компрессор 2ФВ-4/4,5 (рис. 2).

Компрессор 2ФВ-4/4,5 выпускается в трех моделях холодопроизводительности: 815, 1280, 1750 кВт при частоте вращения 450, 600 и 950 об/мин ($7,5; 10,9; 16,7 \text{ с}^{-1}$) [2]. Число цилиндров 2, диаметр и ход поршня соответственно 40 мм и 45 мм. Объем, описанный поршнями, составляет $V = 3,0; 4,5$ и $6,8 \text{ м}^3/\text{ч}$. Номинальная мощность электродвигателя 0,6; 1,0 и 1,7 кВт. Компрессор встраивается в холодильные агрегаты ФЯК-0,7; ФЯК-1,1 и ФЯК-1,5.

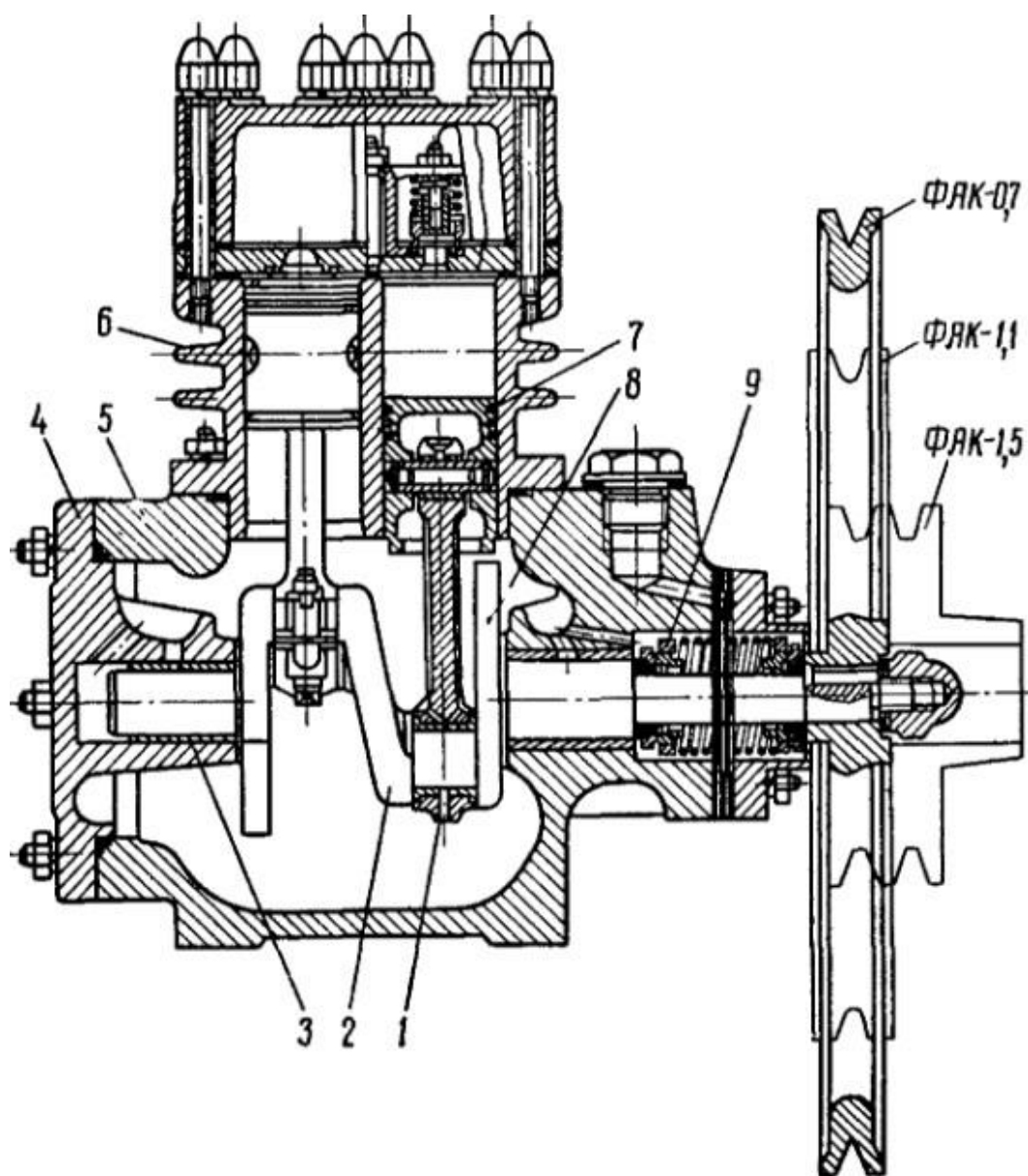


Рис. 2. Компрессор 2ФВ-4/4,5

Штампованный коленчатый вал 2 (рис. 2) с двумя противовесами вращается в двух бронзовых подшипниках 3, один из которых расположен в картере 5, другой – в крышке сальника 4. Стальные штампованные шатуны 1 имеют разъемную нижнюю головку с баббитовой заливкой. Для регулирования зазора имеются прокладки толщиной 0,05 и 0,1 мм. В верхней головке шатунов запрессованы бронзовые втулки. Поршень 7 снабжен тремя поршневыми кольцами. В нижней его части сделаны две маслослизывающие канавки [3].

Сильфонный сальник 9 состоит из двух одинаковых частей (рис. 3). На коленчатом валу плотно насажено резиновое кольцо 8 (из маслофреоностойкой резины), к которому прижато кольцо 1 из каленой стали. Между картером и крышкой стального сальника 4 с прокладками 3 зажат фланец, к которому припаян двухслойный латунный сильфон 6. К другому концу сильфона припаяно кольцо 2 из фосфористой бронзы ОФ-10-1. Неподвижное бронзовое кольцо притерто к вращающемуся стальному и прижато к нему пружиной 7 с фланцами 5. Пространство между сильфонами соединено со специальной полостью в картере, заполненной маслом и закрытой пробкой.

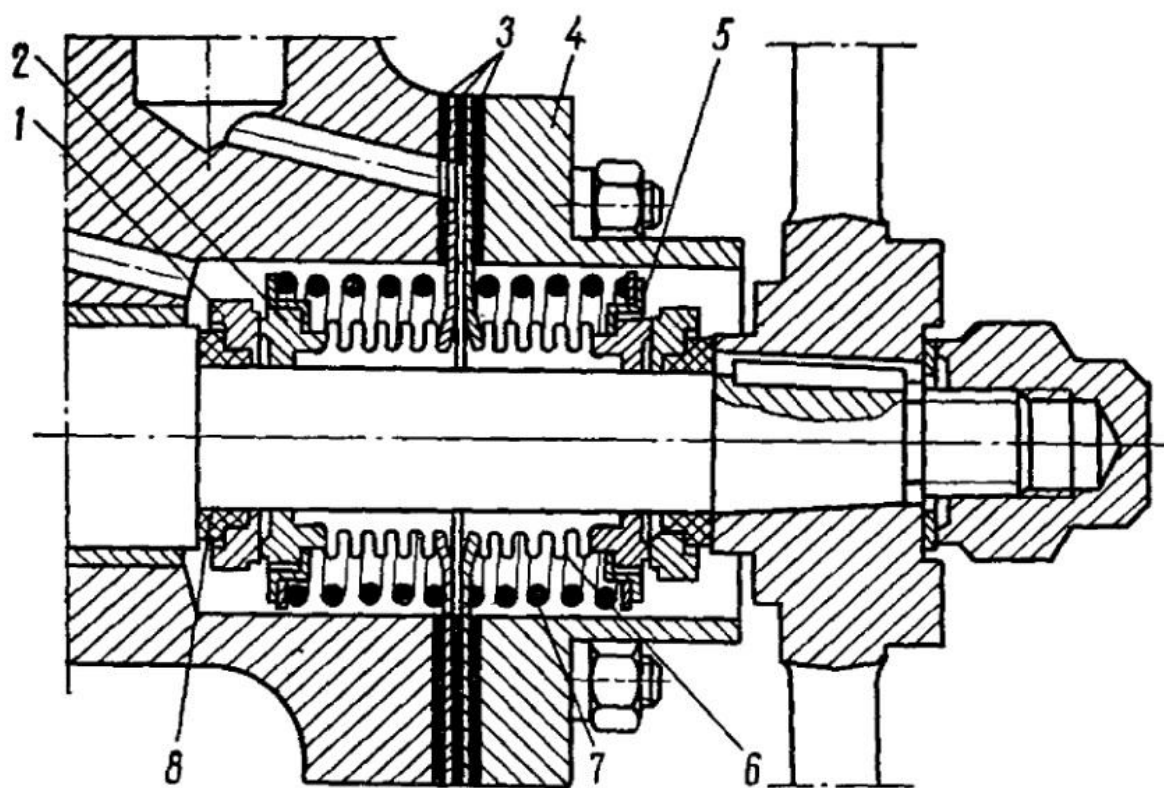


Рис. 3. Сальник компрессора 2ФВ-4/4,5

При повреждении одного из сальников другой предотвратит утечку рабочего вещества.

Всасывающие клапаны упругие толщиной 0,25 мм. Раздвоенный конец пластины надет на штифты в верхнем торце цилиндрического блока. Другой конец заканчивается язычком, для которого в цилиндрическом блоке сделана специальная выемка глубиной 1 мм. Ход язычка по вертикали 0,75 мм.

Нагнетательные клапаны – пластинчатые, круглые имеют толщину 0,3 мм. Пластины помещены в направлениях и прижаты к седлу цилиндрической пружины. Ход клапанов 2 мм. Буферные пружины делают возможным дальнейший подъем нагнетательного клапана и практически исключают гидравлический удар.

Всасываемый пар проходит в вертикальный канал через запорный вентиль и сетчатый фильтр относительно большого сечения, где скорость пара падает и отделяются капли масла. Смазка осуществляется разбрызгиванием.

Цилиндрический блок 6 и крышка картера 4 (см. рис. 2), несущая коренной подшипник, имеют одинаковые фланцы и прокладки (из круглого резинового шнура). Благодаря этому коленчатый вал с левой стороны был удлинен, при этом был добавлен еще сальник.

Привод компрессора осуществляется посредством шкифа через ременную передачу.

Внесенные изменения позволили повесить коленчатый вал и сам компрессор на подшипники, что позволило при проведении испытаний измерить эффективную мощность N_e и эффективный холодильный коэффициент ϵ_e . Техническая характеристика компрессора 2ФВ-4/4,5 представлена в табл.1.

Таблица 1

Техническая характеристика компрессора 2ФВ-4/4,5

| Номинальная холодопроизводительность, Вт | Частота вращения | | Число цилиндров | Габаритные размеры, мм | Масса, кг |
|--|------------------|--------|-----------------|------------------------|-----------|
| | с ⁻¹ | об/мин | | | |
| 815 | 7,5 | 450 | 2 | 347x288x368 | 28,6 |
| 1280 | 10,8 | 650 | | 347x288x360 | 28,6 |
| 1745 | 15,8 | 950 | | 347x288x325 | 29,9 |

КОНДЕНСАТОР

Вторым основным элементом холодильной машины является воздушный конденсатор. В настоящее время из-за малых запасов воды чаще переходят на снятие теплоты от рабочего вещества с помощью воздуха. В этом случае главным типом конденсаторов являются агрегаты с принудительным движением воздуха [4].

Основой теплопередающей поверхности описываемых теплообменных аппаратов является набор змеевиковых труб. В качестве ребер практически используются прямоугольные пластины. Для лучшей теплоотдачи со стороны воздуха эти пластины имеют волнообразную поверхность и просечки по всей площади. При этом отверстия труб часто снабжают воротничками, которые обеспечивают заданное расстояние между ребрами и улучшают тепловой контакт. Во время сборки аппарата и для лучшего контакта между ребрами и трубами подают высокое давление, что обеспечивает хорошее прилегание труб к воротничкам ребер. Кроме этого контакт между стальными трубами и ребрами создается горячей оцинковкой, которая также защищает от коррозии.

Для защиты от коррозии медных труб со стальными ребрами применяют гальваническое покрытие. Наряду с металлическими также используют более дешевое лакокрасочное покрытие, но оно не улучшает контакта между трубами и ребрами [5]. И в этом случае приходится увеличивать поверхность конденсатора.

Секции конденсаторов, как правило, прямоугольные и содержат до восьми секций. Обычно соседние секции смещены на полшага труб и образуют шахматный пучок. Это повышает коэффициент теплопередачи вследствие турбулизации потока воздуха. Перегретый пар рабочего вещества подводится к первой секции конденсатора сверху, жидкость отводится снизу.

Трубы – медные, стальные, латунные диаметром от 8 до 10 мм. Секции соединены калачами на сварке или пайке. Применение U-образных труб позволяет сократить число калачей и упрощает технологию изготовления аппарата (рис. 4). Шаг ребер в конденсаторах торгового оборудования не менее 3,5 мм (так как более узкие зазоры быстро загрязняются), в бытовых кондиционерах его величина обычно около 2,5 мм. Воздух подается на конденсатор обычно осевым вентилятором, патрубков которого прикреплен к листу (диффузор),

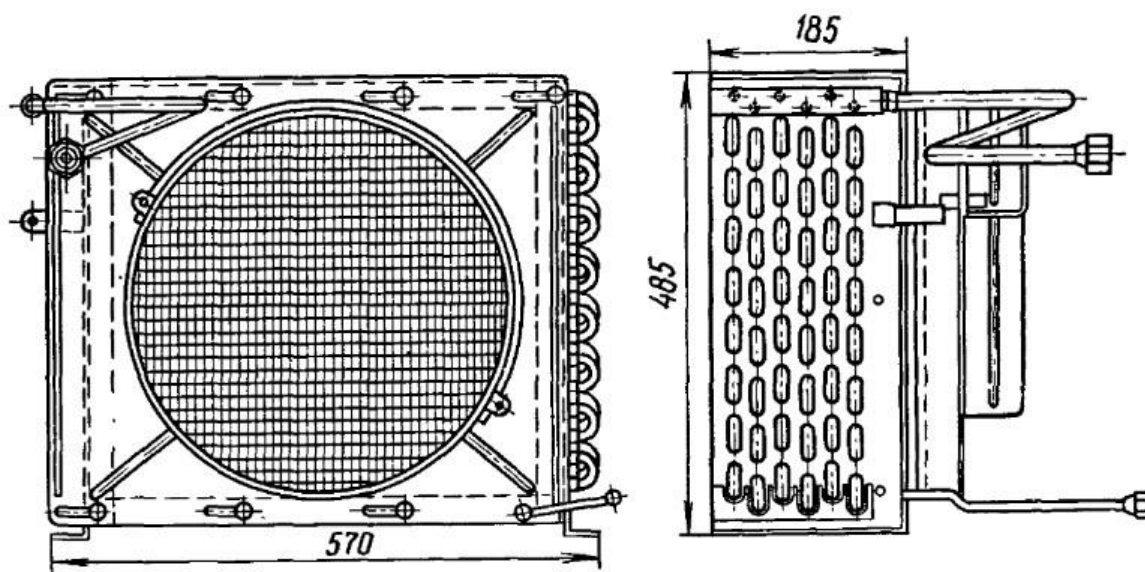


Рис. 4. Воздушный конденсатор

закрывающему углы конденсатора. Более равномерным поток воздуха получается при всасывании вентилятором из конденсатора. Далее воздух направляется к компрессору. При интенсивном охлаждении компрессора улучшаются его тепловые и энергетические характеристики и повышается надежность. В агрегатах с открытым компрессором вентилятор устанавливается на валу или маховике.

РЕСИВЕР

Воздушный конденсатор в обязательном порядке имеет жидкостной ресивер.

Установка ресивера необходима:

- для свободного слива конденсата из аппарата;
- при необходимости ремонта установки, так как в нем собирается все рабочее вещество;
- для поддержания определенного количества жидкого рабочего вещества, которое по системе подводится к терморегулирующему вентилю. Если ресивер сухой, то к регулируемому устройству подводится пар, что приводит к снижению эффективности работы холодильной машины.

При монтаже воздушных конденсаторов (особенно в нашем случае) необходимо обеспечить подачу свежего воздуха, сохраняя допустимые акустические характеристики. Конденсаторы небольшой производительности обычно устанавливаются в прохладных помещениях, аппараты большей производительности целесообразно устанавливать вне помещения, на крыше здания, хотя в холодное время года температура окружающего воздуха может оказаться ниже, чем температура кипения. Для нормальной работы машины давление конденсации должно быть повышено с помощью специальных автоматических устройств.

КАЛОРИМЕТР

Для повышения точности испытаний малых холодильных машин экспериментальный стенд вместо испарителя имеет электрический калориметр. Это позволило вместо рассольного расходомера и термистров использовать ваттметр, что значительно снизило погрешность измерений.

Используемый калориметр относится к типу со вторичным холодильным агентом, в котором жидкий фреон превращается в пар и не изменяет своего агрегатного состояния. В нижней части кожуха, заполненной хладагентом (хладон 12), расположен электрический нагреватель, а в верхней – змеевиковый испаритель. Пар, образующийся при кипении вторичного холодильного агента, конденсируется на поверхности испарителя. Мощность, подводимая к нагревателю, регулируется таким образом, чтобы давление вторичного рабочего вещества при данной настройке регулирующего вентиля оставалось постоянным.

На входе в калориметр установлено смотровое стекло. К крышке аппарата приварен штуцер для манометра. И здесь же установлено реле давления. Реле отключает нагреватель в случае опасного повышения давления рабочего вещества, например, если после остановки компрессора не будет выключен нагреватель. Такая схема стенда с калориметром-испарителем предусматривает более быстрый выход на необходимый режим.

Учет влияния теплообмена с окружающей средой производится путем произведения коэффициента теплопередачи k_x на площадь поверхности испарителя-калориметра F_x при разности между температурами вторичного агента и окружающей среды (прил. 2).

При определении ($k_x \times F_x$) желательно поддерживать постоянную температуру в помещении. Вентили на фреоновых трубопроводах калориметра должны быть плотно закрыты, иначе тепло будет расходоваться на испарение рабочего вещества.

5.2. Расчет параметров холодильной машины и ее элементов

Значения всех измеренных давлений переводятся из избыточных в абсолютные (см. формулу (1)). По известным значениям температур и давлений на термодинамическую диаграмму наносятся узловые точки цикла холодильной машины (рис. 5).

Основные параметры узловых точек заносятся в табл. 2.

Таблица 2

Параметры узловых точек

| Термодинамические параметры | 1 | 2 | 2 _s | 3 | 4 | 5 | 6 |
|-----------------------------|---|---|----------------|---|---|---|---|
| p , МПа | | | | | | | |
| t , °С | | | | | | | |
| i , кДж/кг | | | | | | | |
| v , м ³ /кг | | – | – | – | – | – | – |

Через каждый элемент холодильной машины при установившемся режиме работы проходит одинаковое по массе количество холодильного агента G_a , называемое массовым расходом.

Мощность электронагревателей калориметра

$$N_x = I_x U_x.$$

Теплопритоки к калориметру из окружающей среды

$$\Delta Q_x = k_x F_x t_{B1} - t_x ,$$

где $k_x F_x$ – произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности корпуса калориметра;

t_{B1} – температура воздуха перед калориметром;

t_x – температура в калориметре, определяемая по состоянию насыщения при давлении p_x .

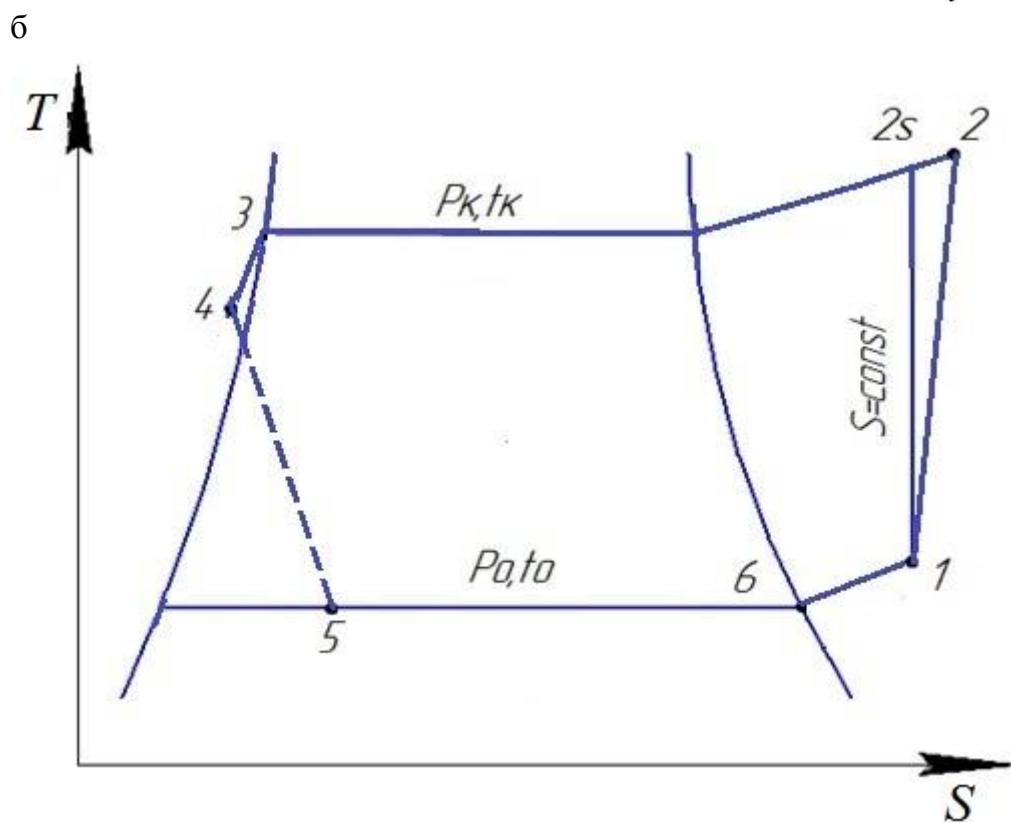
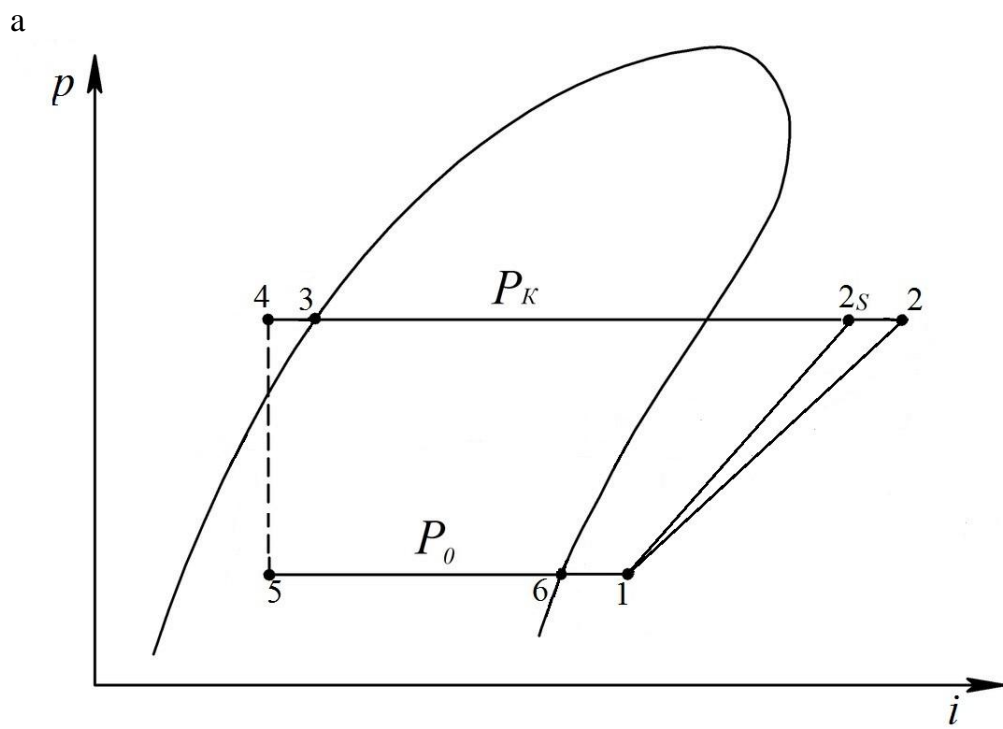


Рис. 5. Цикл одноступенчатой холодильной машины с воздушным конденсатором в диаграммах $p-i$ (а) и $T-S$ (б)

Испытываемая холодильная машина не имеет встроенного расходомера, и поэтому расход определяется из теплового баланса калориметра [1]:

$$Q_0 = G_a \ i_1 - i_5 = N_x \pm \Delta Q_x;$$

$$G_a = N_x \pm \Delta Q_x / i_1 - i_5 .$$

Эффективная мощность (прил. 1):

$$N_e = m g L \omega_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}},$$

где m – масса, уравнивающая рычаг мотор-весов, кг;

L – длина рычага ($L = 0,6$ м);

$\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вала двигателя, с^{-1} :

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30},$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя;

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД клиноременной передачи ($\eta_{\text{пер}} = 0,97 \dots 0,99$).

Изоэнтальная мощность компрессора:

$$N_s = G_a \ i_{2s} - i_1 .$$

Холодопроизводительность:

$$Q_0 = G_a \ i_1 - i_5 .$$

Теоретический объем, описанный поршнем (см. прил. 1 и 2):

$$V_T = \frac{\pi D^2}{4} S z n_{\text{км}},$$

где D – диаметр поршня;

S – ход поршня;

z – число цилиндров;

$n_{\text{км}}$ – частота вращения вала компрессора.

Коэффициент подачи

$$\lambda = \frac{G_a v_1}{V_T},$$

где v_1 – удельный объем в начале процесса сжатия рабочего вещества в компрессоре [6, 7].

Индикаторная мощность

$$N_i = N_e - N_{\text{тр}},$$

где $N_{\text{тр}}$ – мощность трения:

$$N_{\text{тр}} = p_{\text{тр}} V_T,$$

где $p_{\text{тр}}$ – давление трения ($p_{\text{тр}} = 40 - 50$ кПа).

Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = G_a i_2 - i_3$$

или

$$Q_k \cong Q_0 + N_i.$$

Расхождение этих величин не должно превышать 7 %.

Индикаторный КПД компрессора:

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i}.$$

Эффективный КПД компрессора:

$$\eta_e = \frac{N_s}{N_e}.$$

Механический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_e}.$$

Эффективный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e}.$$

Индикаторный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_i = \frac{Q_0}{N_i}.$$

Оценим совершенство теплообменных аппаратов с помощью коэффициента теплопередачи, характеризующего конденсатор и испаритель как элемент холодильной машины.

Коэффициент теплопередачи конденсатора (прил. 2):

$$k_k = \frac{Q_k}{F_k \theta_k},$$

где F_k – площадь теплопередающей поверхности конденсатора;

θ_k – среднелогарифмическое значение температурного напора в конденсаторе [8]:

$$\theta_k = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_k - t_{B1}}{t_k - t_{B2}}},$$

где t_{B1} – температура воздуха на входе в конденсатор;

t_{B2} – температура воздуха на выходе из конденсатора;

t_k – температура конденсации.

Площадь поверхности одной секции воздушного конденсатора:

$$F_1 = \frac{F_{HK}}{z},$$

где F_{HK} – площадь наружной поверхности воздушного конденсатора;

z – число секций (прил. 2).

Узкое «живое» сечение воздушного конденсатора с пластинчатыми ребрами (прил. 2):

$$f_y = F_1 \frac{S - d \quad S_p - \delta}{2 \left(b S + S \delta - \frac{\pi d^2}{4} \right) + \pi d \quad S_p - \delta},$$

где d – наружный диаметр труб;
 S – шаг труб в обоих направлениях;
 b – ширина ребер;
 δ – толщина ребер;
 S_p – шаг ребер.

Массовый расход воздуха:

$$G_B = w \rho f_y,$$

где $w \rho$ – массовая скорость воздуха в узком «живом» сечении, которая зависит от аэродинамических характеристик конденсатора и вентилятора $w \rho = 4 \div 5$ кг/(м²·с) [8].

Скорость воздуха

$$w_B = \frac{G_B}{\rho_B f_y},$$

где ρ_B – плотность воздуха.

Коэффициент теплопередачи испарителя (прил. 2):

$$k_{и} = \frac{Q_0}{F_{и} \theta_{и}},$$

где $F_{и}$ – площадь теплопередающей поверхности испарителя;

$\theta_{и}$ – разность температур в испарителе:

$$\theta_{и} = t_x - t_0,$$

где t_0 – температура кипения.

Плотность теплового потока в конденсаторе:

$$q_{F_k} = \frac{Q_k}{F_k},$$

где F_k – площадь теплопередающей поверхности конденсатора.

Плотность теплового потока в испарителе:

$$q_{F_{и}} = \frac{Q_0}{F_{и}}.$$

6. ИСПЫТАНИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ

6.1. Цель и методика испытаний одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником

Целью испытаний является определение:

- холодопроизводительности холодильной машины Q_0 ;
- эффективной N_e , индикаторной N_i и изоэнтропной N_s мощностей компрессора;
- коэффициента подачи λ ;
- индикаторного η_i , эффективного η_e и механического $\eta_{\text{мех}}$ КПД компрессора;
- коэффициентов теплопередачи и плотностей теплового потока конденсатора k_k , q_{F_k} и испарителя $k_{и}$, $q_{F_{и}}$;
- действительного холодильного коэффициента машины ε_d ;
- теплового баланса одноступенчатой холодильной машины.

Форма протокола в прил. 4, внешний вид и схема машины показана на рис. 6. и рис. 7.

Во время испытаний определяются:

- давление всасывания $p_{вс}$, кипения p_0 , конденсации p_k , нагнетания p_n ;
- температура рабочего вещества перед всасывающим клапаном компрессора $t_{1'}$, при входе и выходе из компрессора t_1 и t_2 , при

входе и выходе из конденсатора t_3 и t_4 , перед дроссельным вентилем t_5 , при выходе из испарителя t_7 ;

– температура воды при входе и выходе из конденсатора t_{w1} и t_{w2} ;

– температура хладоносителя при входе и выходе из испарителя t_{s1} и t_{s2} ;

– расход хладоносителя в испарителе G_s ;

– объемный расход воды в конденсаторе V_w ;

– мощность, подводимая к электродвигателю, $N_{эл}$;

– температура воздуха в помещении $t_{п}$;

– барометрическое давление B .



Рис. 6. Внешний вид одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником

Построение цикла холодильной машины

По данным протокола испытаний (по их средним значениям) строится цикл холодильной машины в одной из тепловых диаграмм $T-S$ или $p-i$ (рис. 8.). Значения всех измеренных давлений переводятся из избыточных в абсолютные (см. формулу (1), используя значения из прил. 4).

Каждая узловая точка цикла определяется по термодинамическим параметрам рабочего вещества – давлению и температуре, ко-

торые зафиксированы в протоколе, а также по агрегатному состоянию рабочего вещества в данной точке.

Построение цикла в диаграмме начинается с нанесения абсолютных давлений рабочего вещества (рис. 8, а).

Рассмотрим, например, как определить точку 1, характеризующую состояние рабочего вещества при входе в компрессор, и точку 5, характеризующую состояние рабочего вещества перед дроссельным вентилем. Точка 1 должна находиться на пересечении линии давления всасывания $p_{вс}$ и изотермы t_1 . Состояние рабочего вещества в точке 1 – перегретый пар. Точка 5 определяется пересечением линии давления конденсации p_k и изотермы t_5 . Состояние рабочего вещества в точке 5 – переохлажденная жидкость.

После построения цикла в диаграмме параметры узловых точек записываются в табл. 3.

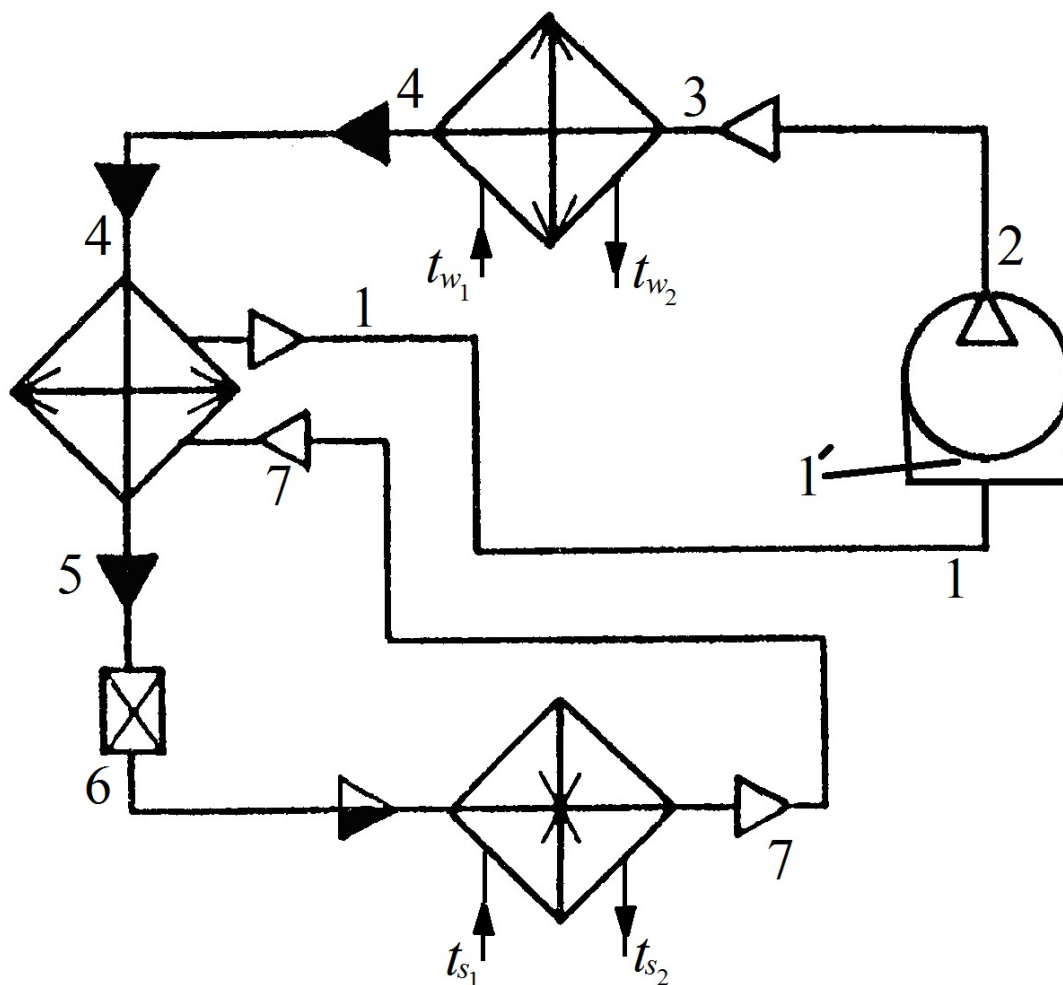
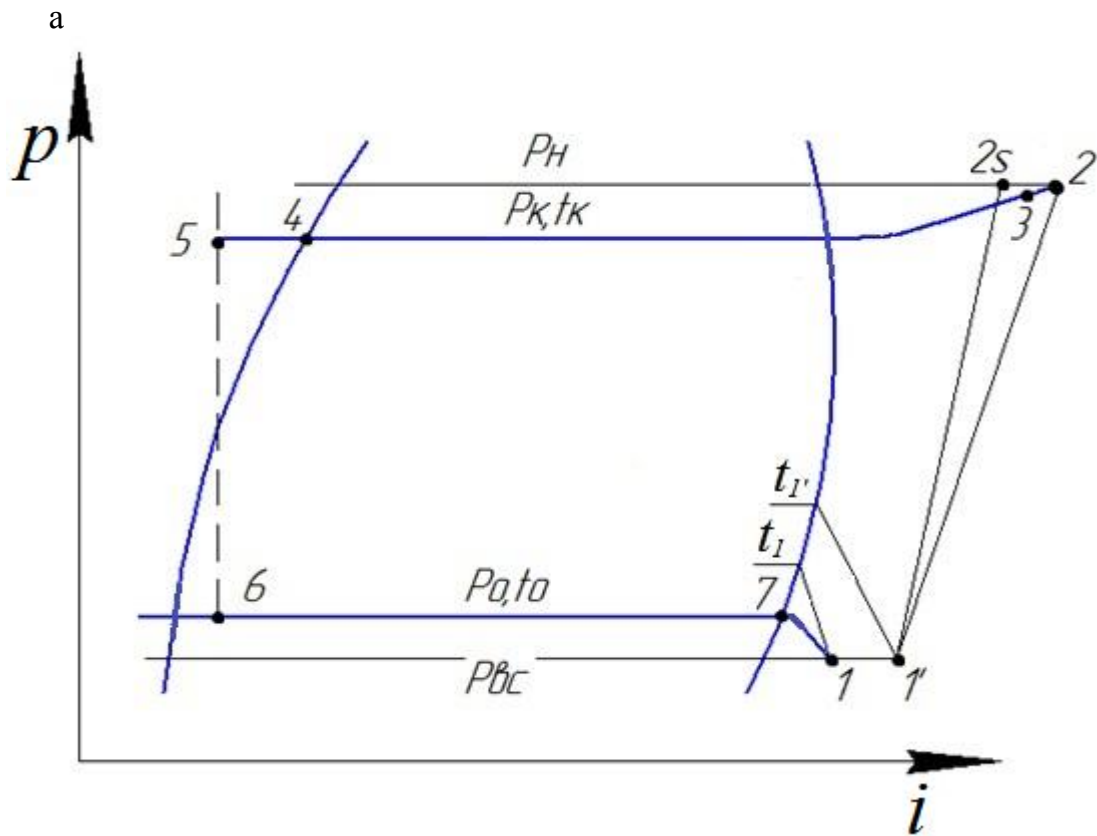


Рис. 7. Принципиальная схема холодильной машины



б

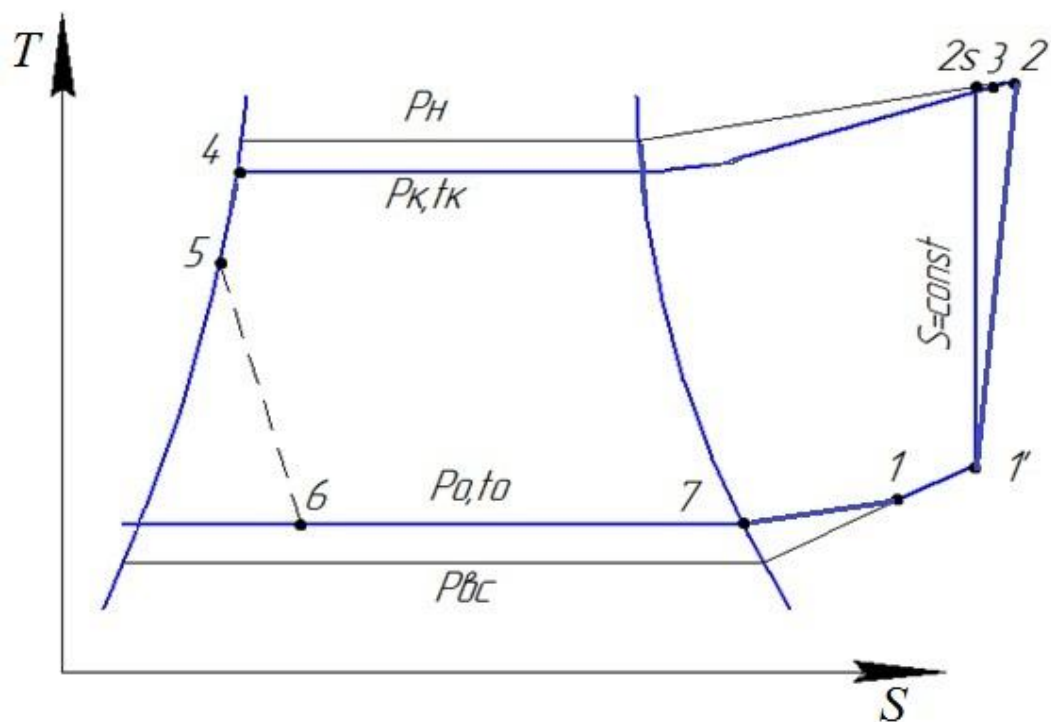


Рис. 8. Цикл одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником в диаграмме $p-i$ (а) и $T-S$ (б)

Параметры узловых точек

| Термодинамические параметры | 1 | 1' | 2 | 2 _s | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|-----------------------------|---|----|---|----------------|---|---|---|---|---|
| p , МПа | | | | | | | | | |
| t , °С | | | | | | | | | |
| i , кДж/кг | | | | | | | | | |
| v , м ³ /кг | – | | – | – | – | – | – | – | – |

Значения температуры конденсации t_k и температуры кипения t_0 определяются по диаграмме состояний как значения температур насыщения при давлениях p_k и p_0 .

6.2. Определение расхода рабочего вещества

Для того, чтобы определить энергетические и объемные коэффициенты компрессора и всей холодильной машины, необходимо определить массу рабочего вещества G_a , кг/с, циркулирующего через элементы машины. Очевидно, что расход рабочего вещества будет одинаков в установившемся режиме для любого элемента холодильной машины.

Расход рабочего вещества определяется по тепловому балансу конденсатора G_a^k и испарителя G_a^i . Затем эти величины сравниваются. Расхождение не должно превышать 7 %.

Определение расхода рабочего вещества по тепловому балансу конденсатора

При составлении теплового баланса любого элемента холодильной машины необходимо выделить его из системы и определить теплоту, поступающую в этот элемент, и теплоту, отводимую от него. На рис. 9. показана схема для составления теплового баланса конденсатора.

В конденсатор входит G_a^k рабочего вещества с энтальпией i_3 , а выходит – с энтальпией i_4 . Количество теплоты, которое отдает рабочее вещество в конденсаторе, – Q_k .

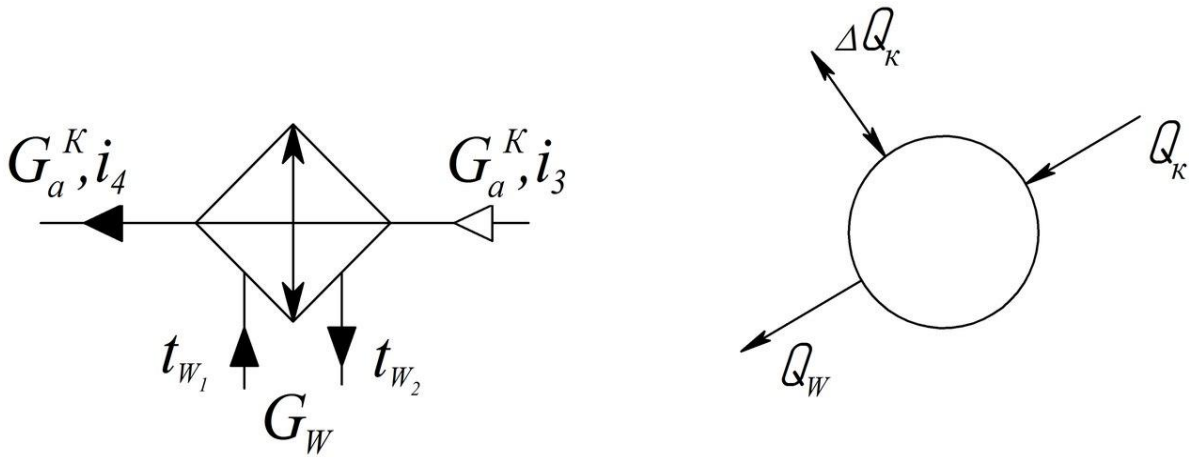


Рис. 9. Схема для составления теплового баланса конденсатора

Теплота Q_K передается охлаждающей воде, которая входит в конденсатор при температуре t_{w1} и выходит при температуре t_{w2} . Объемный расход воды G_w определяется с помощью ротаметра и пересчитывается (табл. 4). Теплоемкость воды – c_w определяется по средней температуре воды (прил. 5).

Таблица 4

Тарировочная таблица ротаметра РС7 № 3873

| Деления | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Расход воды, л/с | 0,206 | 0,256 | 0,295 | 0,355 | 0,398 | 0,459 |

Массовый расход воды:

$$G_w = V_w \rho_w,$$

где ρ_w – плотность воды, определяемая при средней температуре воды (прил. 5).

Количество теплоты, уносимое из конденсатора:

$$Q_w = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}).$$

Тепловой баланс конденсатора:

$$Q_K = Q_w \pm \Delta Q_K,$$

где ΔQ_K – потери в окружающую среду:

$$\Delta Q_k = k_k F_k (t_k - t_{\Pi}),$$

где k_k – наружный коэффициент теплопередачи от конденсирующего рабочего вещества к воздуху;

t_k – температура конденсации;

t_{Π} – температура наружного воздуха;

F_k – площадь поверхности корпуса (наружной поверхности) горизонтального кожухотрубного конденсатора определяется по данным обмера аппарата (прил. 3):

$$F_k = \pi D_k l_k,$$

где D_k – диаметр кожуха (обечайки) конденсатора;

l_k – длина цилиндрической части аппарата (обечайки).

$$Q_k = G_a^k (i_3 - i_4).$$

Тогда массовый расход рабочего вещества, определенный по тепловому балансу конденсатора, вычисляется как

$$G_a^k = \frac{G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}) \pm k_k F_k (t_k - t_{\Pi})}{i_3 - i_4}.$$

Определение расхода рабочего вещества по тепловому балансу испарителя

В испаритель входит G_a^i рабочего вещества, которое кипит при температуре t_0 под воздействием теплоты Q_s , подводимой от хладоносителя и теплопритоков из окружающей среды ΔQ_0 .

На рис. 10 показана схема теплопритоков, на которой Q_0 – теплота, получаемая рабочим веществом (холодопроизводительность машины).

Массовый расход рассола

$$G_s = \frac{V_s \rho_s}{\tau},$$

где V_s – контрольный объем мерного бака (50 л);

ρ_s – плотность рассола, определяется при средней температуре рассола (прил. 6);

τ – время заполнения контрольного объема мерного бака (прил. 4).

Теплоемкость рассола c_s определяется по средней температуре рассола в испарителе и его плотности (прил. 6).

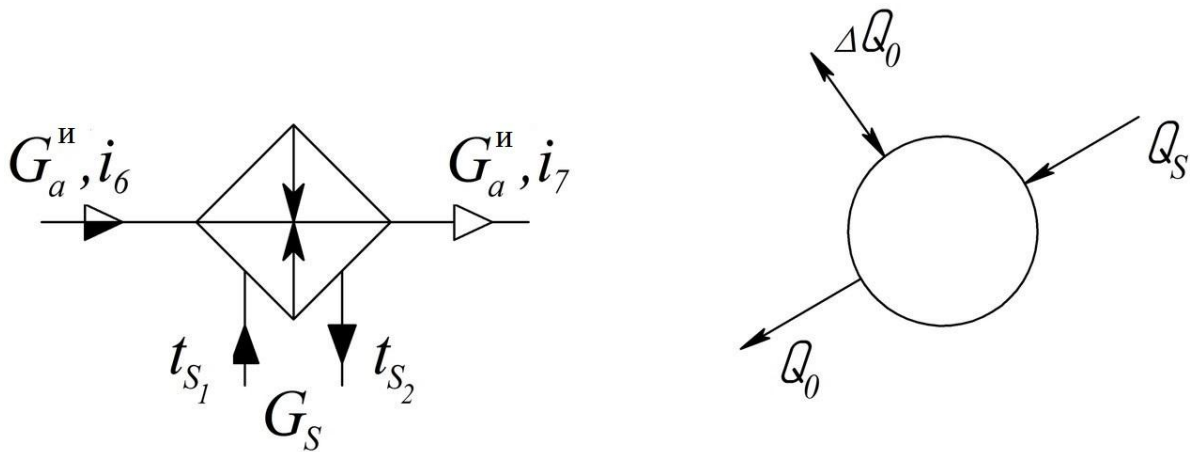


Рис. 10. Схема для составления теплового баланса испарителя

Теплота, подводимая от хладоносителя,

$$Q_s = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2}),$$

где G_s – массовый расход рассола $C_a Cl_2$;

c_s – теплоемкость рассола, определяется при средней температуре рассола;

t_{s1}, t_{s2} – температура рассола на входе и выходе из испарителя.

Тепловой поток через кожух аппарата из окружающей среды:

$$\Delta Q_0 = k_{и} F_{и} (t_{п} - t_0),$$

где $k_{и}$ – коэффициент теплопередачи от наружного воздуха к кипящему рабочему веществу;

$t_{п}$ – температура воздуха в помещении (см. прил. 4);

$F_{и}$ – поверхность корпуса испарителя определяется по данным обмера аппарата (прил. 3):

$$F_{и} = \pi D_{и} l_{и},$$

где $D_{и}$ – диаметр кожуха (обечайки) испарителя;

$l_{и}$ – длина цилиндрической части аппарата (обечайки).

Количество теплоты, подведенной к испарителю, равно количеству теплоты, отведенной от испарителя:

$$Q_0 = Q_s + \Delta Q_0,$$

или

$$Q_0 = G_a^{и} (i_7 - i_6).$$

Массовый расход рабочего вещества, определенный по тепловому балансу испарителя:

$$G_a^{и} = \frac{Q_s + \Delta Q_0}{i_7 - i_6}.$$

Среднее значение расхода рабочего вещества:

$$G_a = \frac{G_a^{и} + G_a^{к}}{2}.$$

6.3. Составление теплового баланса холодильной машины

Для того чтобы убедиться в правильности определения расхода рабочего вещества, необходимо составить тепловой баланс холодильной машины, т.е. определить теплоту, подведенную к рабочему веществу, циркулирующему в системе холодильной машины $Q_{под}$, и теплоту, отведенную от рабочего вещества $Q_{отв}$. Расхождение этих величин не должно превышать 7 %.

Теплота, подведенная к рабочему веществу:

$$Q_{под} = Q_s + \Delta Q_0 + \Delta Q_{ком} + \Delta Q_{вс.тр},$$

где $\Delta Q_{\text{ком}}$ – теплота, подведенная к рабочему веществу в компрессоре за счет затраты механической энергии:

$$\Delta Q_{\text{ком}} = G_a (i_2 - i_{1'}),$$

здесь $\Delta Q_{\text{вс.тр}}$ – теплота, подведенная к рабочему веществу при его движении по всасывающему тракту и через электродвигатель:

$$\Delta Q_{\text{вс.тр}} = G_a (i_{1'} - i_1).$$

Теплопритоками во всасывающем трубопроводе на участках от испарителя до теплообменника и от теплообменника до компрессора, а также в теплообменнике (из окружающей среды), пренебрегаем ввиду их малости.

Теплота, отведенная от рабочего вещества:

$$Q_{\text{отв}} = Q_w \pm \Delta Q_k + \Delta Q_{2-3},$$

где ΔQ_{2-3} – отвод теплоты от нагнетательного трубопровода на участке 2–3 (от компрессора до конденсатора):

$$\Delta Q_{2-3} = G_a (i_2 - i_3).$$

Теплоотводом на других участках трубопроводов пренебрегаем ввиду их малости.

6.4. Определение мощности, затраченной в компрессоре

Мощность, подводимая к электродвигателю, определяется ваттметром:

$$N_{\text{эл}} = K A,$$

где K – коэффициент трансформации ваттметра ($K = 100$);
 A – число делений прибора.

Эффективная мощность:

$$N_e = N_{\text{эл}} \eta_{\text{эл}},$$

где $\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя, определяется по графику ($\eta_{эл} = f(N_{эл})$, см. прил. 8).

Изоэнтропная мощность:

$$N_s = G_a (i_{2s} - i_1').$$

Индикаторная мощность:

$$N_i = N_e - N_{тр},$$

где $N_{тр}$ – мощность трения, затрачиваемая в электродвигателе и компрессоре:

$$N_{тр} = p_{тр} V_T,$$

где $p_{тр}$ – давление трения ($p_{тр} = 40$ кПа);

V_T – теоретический объем, описываемый поршнями компрессора [8], м³/с:

$$V_T = \frac{\pi D^2}{4} S Z n,$$

здесь D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, м;

Z – количество цилиндров;

n – частота вращения вала, с⁻¹.

Технические данные компрессора (прил. 3).

6.5. Определение рабочих коэффициентов компрессора и холодильной машины

Действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_d = \frac{Q_o}{N_e} = \frac{Q_s + \Delta Q_o}{N_e}.$$

Коэффициент подачи:

$$\lambda = \frac{G_a v_1'}{V_T},$$

где v_1 – удельный объем рабочего вещества перед всасывающими клапанами компрессора.

Индикаторный КПД компрессора:

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i}.$$

Механический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_e}.$$

Эффективный КПД компрессора:

$$\eta_e = \frac{N_s}{N_e} = \eta_i \eta_{\text{мех}}.$$

6.6. Определение параметров конденсатора и испарителя

Коэффициент теплопередачи конденсатора:

$$k_k = \frac{Q_w}{F_k \theta_k},$$

где F_k – площадь внутренней теплопередающей поверхности конденсатора (прил. 3);

θ_k – среднелогарифмическое значение температурного напора в конденсаторе:

$$\theta_k = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}.$$

Плотность теплового потока в конденсаторе q_{F_k} :

$$q_{F_k} = \frac{Q_w}{F_k}.$$

Коэффициент теплопередачи испарителя (прил. 3):

$$K_{\text{и}} = k_{\text{и}} = \frac{Q_s}{F_{\text{и}} \theta_{\text{и}}},$$

где $F_{\text{и}}$ – площадь теплопередающей поверхности испарителя;

$\theta_{\text{и}}$ – среднелогарифмическое значение температурного напора в испарителе:

$$\theta_{\text{и}} = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}}.$$

Плотность теплового потока в испарителе $q_{F_{\text{и}}}$:

$$q_{F_{\text{и}}} = \frac{Q_s}{F_{\text{и}}}.$$

7. ИСПЫТАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Испытание двухступенчатой холодильной машины проводится с целью определения холодопроизводительности, потребляемой мощности, объемных и энергетических коэффициентов, эффективности работы теплообменных аппаратов при одном из заданных температурных режимах работы.

Подготовка к испытанию машины начинается с изучения схемы, представленной на рис. 11.

Схема включает в себя следующие основные элементы:

- компрессор 1-й ступени (2ФУБС-9) (табл. 5);
- компрессор 2-й ступени (1ПБ 10-01-02) (табл. 6);
- испаритель (табл. 7);
- конденсатор водяной (КТР-12) (табл. 8);
- промежуточный сосуд.

Внешний вид лабораторной двухступенчатой холодильной машины представлен на рис.12.

Предварительно двухступенчатая холодильная машина должна проработать не менее 1 ч.

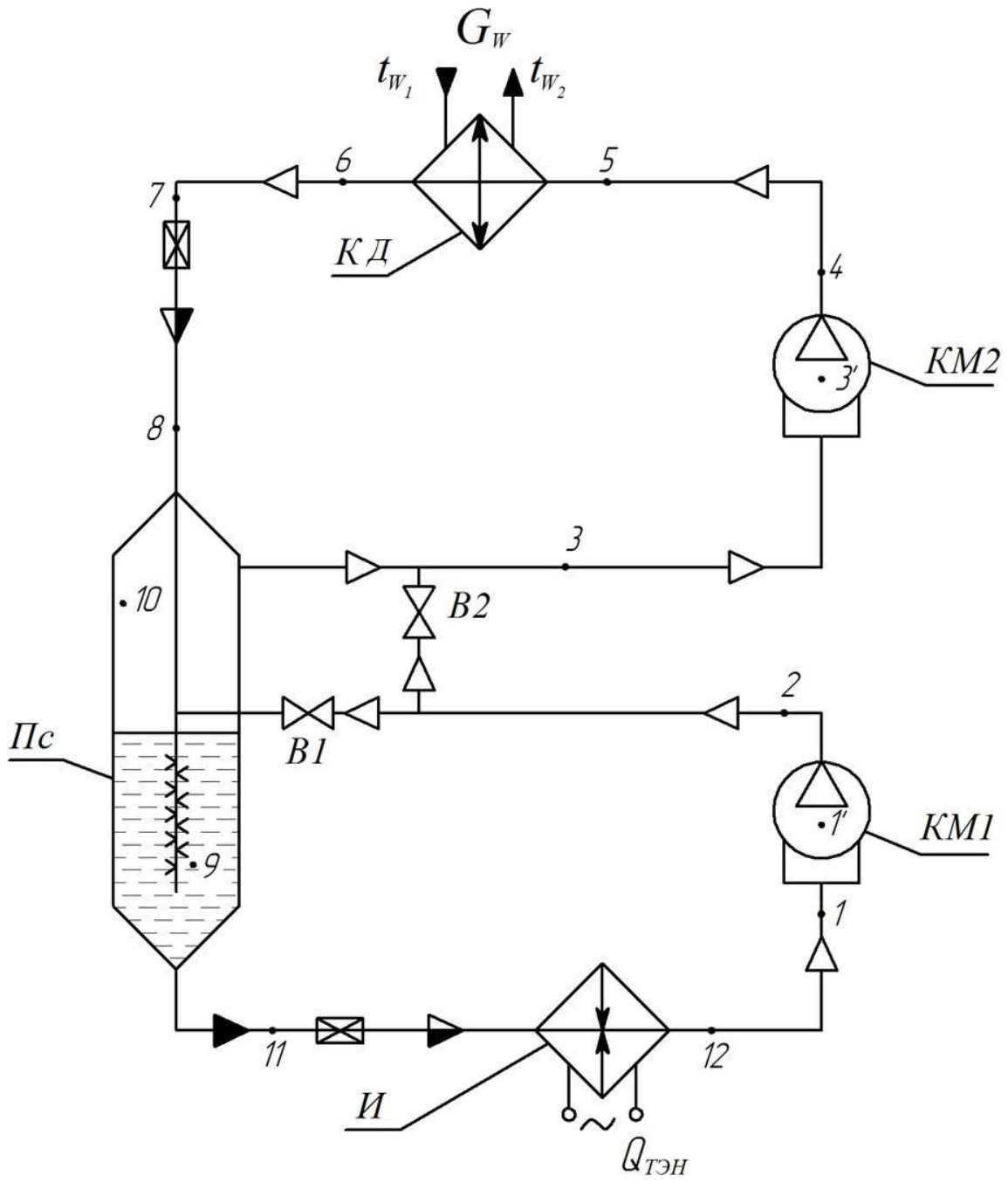


Рис. 11. Принципиальная схема двухступенчатой холодильной машины

Таблица 5

Техническая характеристика компрессора 1-й ступени (КМ1)

| Марка 2ФУБС-9 | |
|----------------------------|---------------------------------------|
| Тип | Поршневой, V-образный, бессальниковый |
| Число цилиндров | 4 |
| Диаметр цилиндра, м | 0,0675 |
| Ход поршня, м | 0,050 |
| Частота вращения вала, 1/с | 16 |
| Мощность трения, кВт | 1,1 |
| cos φ электродвигателя | 0,65 |

Таблица 6

Техническая характеристика компрессора 2-й ступени (КМ2)

| Марка 1ПБ10-01-02 | |
|----------------------------|---|
| Тип | Поршневой, вертикальный, бессальниковый |
| Число цилиндров | 2 |
| Диаметр цилиндра, м | 0,0675 |
| Ход поршня, м | 0,050 |
| Частота вращения вала, 1/с | 16 |
| Мощность трения, кВт | 0,5 |
| cos φ электродвигателя | 0,58 |

Таблица 7

Техническая характеристика испарителя (И)

| Тип испаритель-калориметр | |
|--|------|
| Длина, м | 0,93 |
| Наружный диаметр, м | 0,40 |
| Коэффициент теплопередачи через наружную поверхность, Вт/(м ² ·К) | 1,35 |

Техническая характеристика конденсатора (КД)

| Марка КТР-12 | |
|--|--|
| Тип | Горизонтальный, кожухотрубный с конденсацией в межтрубном пространстве |
| Трубы | Медные, с наружным оребрением |
| Внутренний диаметр трубы, м | $11,5 \cdot 10^{-3}$ |
| Коэффициент оребрения | 3,9 |
| Длина трубы, м | 0,95 |
| Число труб в трубной решетке | 98 |
| Площадь оребренной поверхности труб, м ² | 11,7 |
| Наружный диаметр обечайки, м | 0,325 |
| Толщина обечайки, м | $5 \cdot 10^{-3}$ |
| Число ходов по воде | 8 |
| Число труб в одном ходе | 12 |
| Коэффициент теплопередачи через наружную поверхность, Вт/(м ² ·К) | 9,5 |

Холодильная нагрузка испарителя имитируется с помощью трубчатых электронагревателей (ТЭН), размещенных внутри корпуса. Регулирование мощности электронагревателей осуществляется с помощью тиристорного преобразователя.

Промежуточное охлаждение, т.е. охлаждение рабочего вещества перед поступлением его в компрессор 2-й ступени, совершается при помощи промежуточного сосуда барботажного типа.

В схеме осуществляется двукратное дросселирование рабочего вещества и полное или неполное промежуточное охлаждение. Вариант работы с полным промежуточным охлаждением реализуется при открытом вентиле В1 и закрытом вентиле В2 (см. рис. 11). Неполное промежуточное охлаждение выполняется при закрытом вентиле В1 и открытом вентиле В2.

Испытания проводятся при установившемся режиме работы холодильной машины. Все данные записываются в протокол. Форма протокола показана в прил. 7.

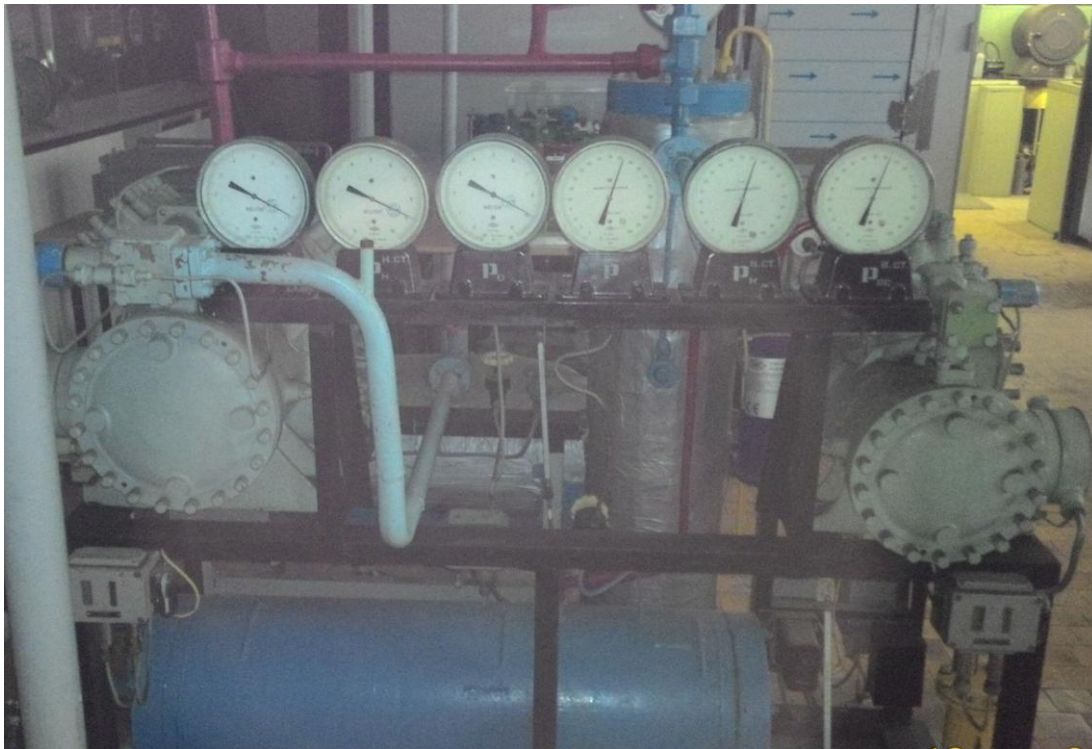


Рис. 12. Внешний вид лабораторной двухступенчатой холодильной машины

Зависимость холодопроизводительности от условной нагрузки на ТЭН приведена в прил. 9.

7.1. Построение цикла двухступенчатой холодильной машины

По данным протокола испытаний (по среднему значению) строится цикл холодильной машины в одной из тепловых диаграмм $T - S$ или $p - i$ (рис. 13).

Каждая узловая точка цикла определяется по термодинамическим параметрам рабочего вещества (давлению и температуре) с учетом его агрегатного состояния в этой точке [6, 7]. Построение цикла в диаграмме начинается с нанесения абсолютных давлений рабочего вещества, которые предварительно должны быть пересчитаны по формуле (1) и записаны в табл. 9.

Рассмотрим, например, как определить точку 3, характеризующую состояние рабочего вещества при входе в компрессор 2-й ступени. Точка 3 должна находиться на пересечении линии давления всасывания компрессора 2-й ступени $p_{\text{вс}}^{\text{II}}$ и изотермы t_3 .

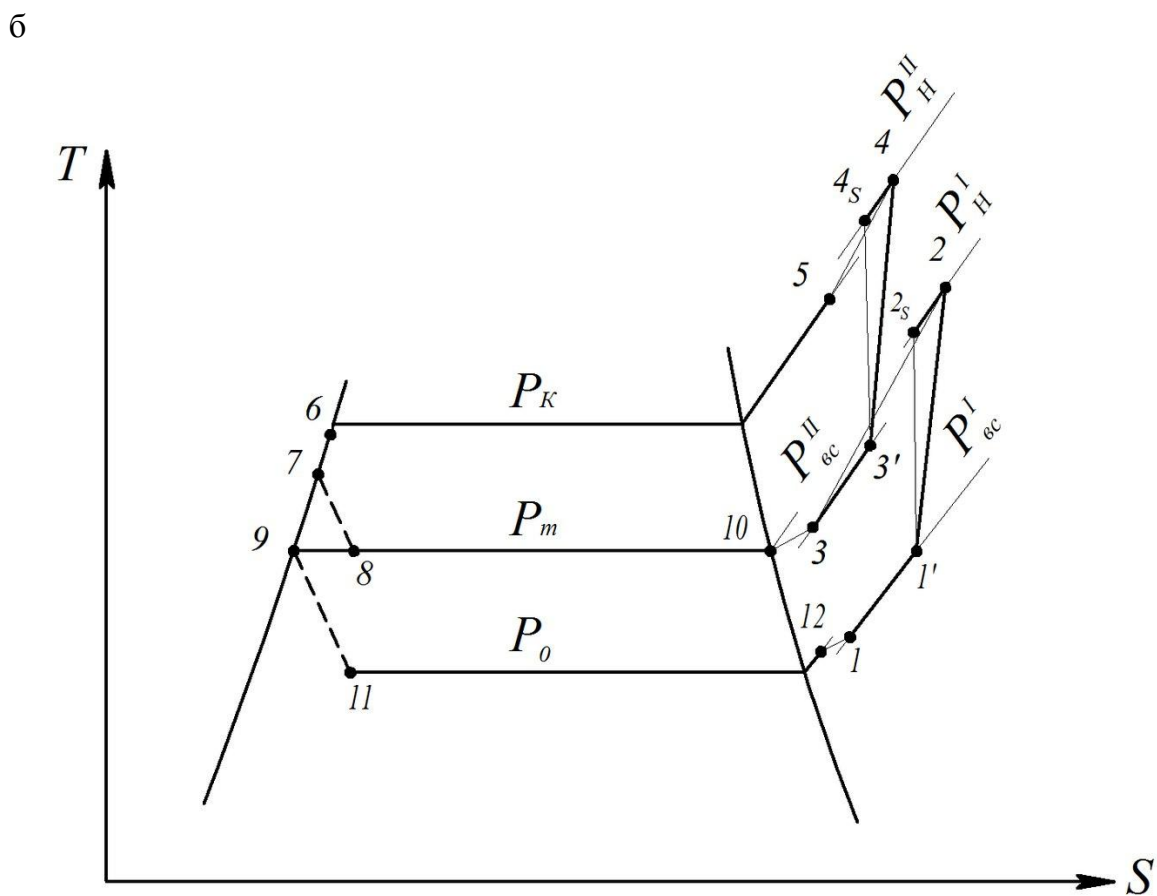
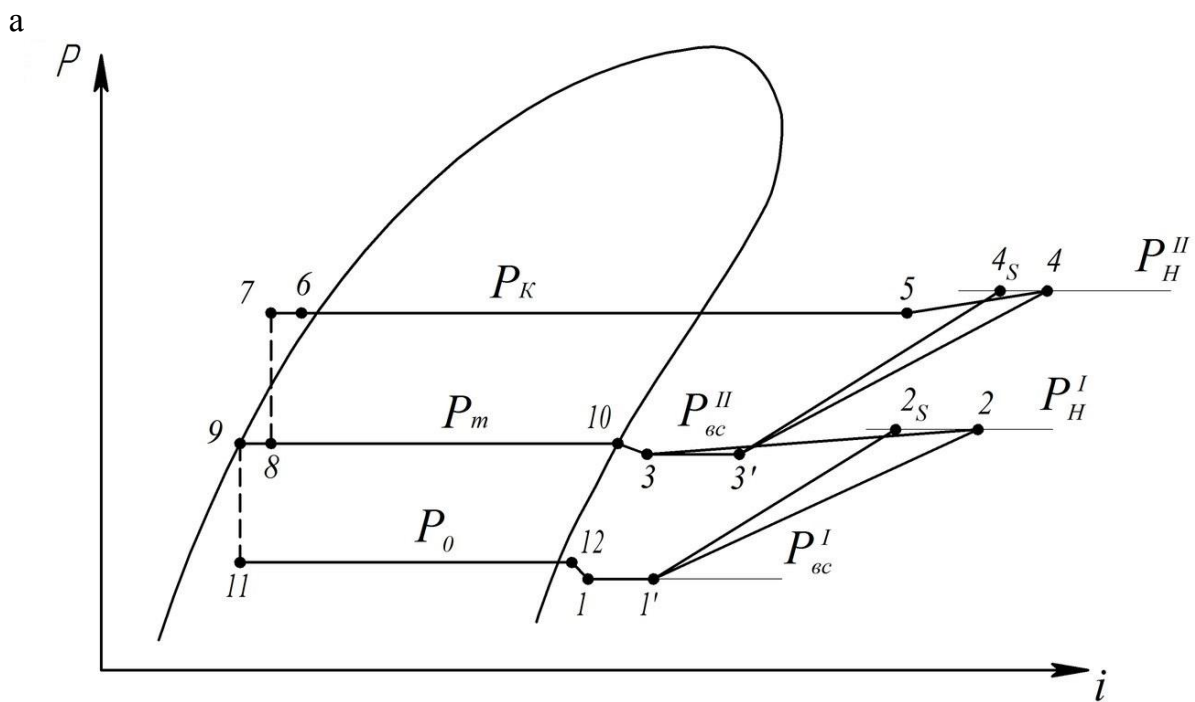


Рис. 13. Термодинамические циклы холодильной машины
в диаграммах $p-i$ (а) и $T-S$ (б)

Следует отметить, что при работе машины с неполным промежуточным охлаждением в точке 3 имеет место смесь, состоящая из пара (насыщенного или слегка перегретого), поступающего из промежуточного сосуда, и пара (перегретого), поступающего из компрессора 1-й ступени.

После построения цикла в диаграмме параметры узловых точек записываются в табл.9.

Таблица 9

Параметры узловых точек

| Термодинамические параметры | 1 | 1' | 2 | 2 _s | 3 | 3' | 4 | 4 _s |
|-----------------------------|---|----|---|----------------|---|----|---|----------------|
| p , МПа | | | | | | | | |
| t , °С | | | | | | | | |
| i , кДж/кг | | | | | | | | |
| v , м ³ /кг | – | | – | – | – | | – | – |

| Термодинамические параметры | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-----------------------------|---|---|---|---|---|----|----|----|
| p , МПа | | | | | | | | |
| t , °С | | | | | | | | |
| i , кДж/кг | | | | | | | | |
| v , м ³ /кг | – | – | – | – | – | – | – | |

Из диаграммы или термодинамических таблиц хладона 22 определяются температура конденсации t_k и температура кипения t_0 .

7.2. Определение расхода рабочего вещества

Для того чтобы определить объемные и энергетические коэффициенты компрессоров и всей холодильной машины, необходимо установить массу рабочего вещества, циркулирующего через ее элементы. В двухступенчатой холодильной машине массовые расходы рабочего вещества в компрессорах 1-й и 2-й ступени разные.

*Определение расхода рабочего вещества в компрессоре
2-й ступени по тепловому балансу конденсатора*

Принцип определения расхода рабочего вещества по тепловому балансу конденсатора такой же, как и при обработке результатов испытаний одноступенчатой машины с регенеративным теплообменником.

Тепловой баланс конденсатора:

$$Q_k = Q_w \pm \Delta Q_k,$$

где Q_w – нагрузка конденсатора, определяемая по воде;

ΔQ_k – потери в окружающую среду:

$$\Delta Q_k = K_k F_k (t_k - t_{\Pi}).$$

Поверхность кожуха конденсатора F_k и коэффициент теплопередачи на корпусе определяются по техническим данным конденсатора (см. табл. 8). Температура конденсации t_k и температура воздуха в помещении определяются на основании таблицы параметров узловых точек и протокола измерений (табл. 9, прил. 7).

Нагрузка конденсатора по рабочему веществу:

$$Q_k = G_a^k (i_5 - i_6).$$

Расход рабочего вещества, определенный по тепловому балансу конденсатора:

$$G_a^k = \frac{G_w c_w (t_{w_2} - t_{w_1}) \pm k_k F_k (t_k - t_{\Pi})}{i_5 - i_6}.$$

*Определение расхода рабочего вещества в компрессоре
1-й ступени по тепловому балансу испарителя*

В испаритель входит G_a^I рабочего вещества, которое кипит при температуре t_0 под воздействием теплоты $Q_0^{\text{нетто}}$, которая подводится

от ТЭНов (прил. 9 и данные протокола – прил. 7), и теплопритоков из окружающей среды ΔQ_0 .

Количество теплоты Q_0 , подведенное к испарителю, равно количеству теплоты, отведенной от испарителя:

$$Q_0 = Q_0^{\text{нетто}} + \Delta Q_0;$$

$$Q_0 = G_a^{\text{и}} (i_{12} - i_{11}).$$

Теплопритоки из окружающей среды:

$$\Delta Q_0 = k_{\text{и}} F_{\text{и}} (t_{\text{п}} - t_0),$$

где $k_{\text{и}}$ – коэффициент теплопередачи от наружного воздуха к кипящему рабочему веществу (см. табл. 7);

$F_{\text{и}}$ – поверхность корпуса испарителя.

Расход рабочего вещества, определенный по тепловому балансу испарителя,

$$G_a^{\text{и}} = \frac{Q_0^{\text{нетто}} + \Delta Q_0}{i_{12} - i_{11}}.$$

7.3. Составление теплового баланса холодильной машины

Чтобы убедиться в точности снятия показаний приборов и в том, что машина работала в установившемся режиме, необходимо составить тепловой баланс холодильной машины, т.е. определить теплоту, подведенную к рабочему веществу, циркулирующему в системе холодильной машины $Q_{\text{под}}$, и теплоту, отведенную от рабочего вещества $Q_{\text{отв}}$. Расхождение этих величин не должно превышать 7 %.

Теплота, подведенная к рабочему веществу,

$$Q_{\text{под}} = Q_0^{\text{нетто}} + \Delta Q_0 + \Delta Q_{\text{ком}}^{\text{I}} + \Delta Q_{\text{ком}}^{\text{II}} + \Delta Q_{\text{вс.тр}}^{\text{I}},$$

где $\Delta Q_{\text{ком}}^{\text{I}}$ – теплота, подведенная к рабочему веществу в компрессоре ступени I за счет затраты механической энергии и теплоты, выделяемой обмотками статора электродвигателя:

$$\Delta Q_{\text{ком}}^{\text{I}} = G_a^{\text{и}} (i_2 - i_1);$$

$\Delta Q_{\text{ком}}^{\text{II}}$ – теплота, подведенная к рабочему веществу в компрессоре ступени II за счет затраты механической энергии и теплоты, выделяемой обмотками статора электродвигателя:

$$\Delta Q_{\text{ком}}^{\text{II}} = G_a^{\text{к}} (i_4 - i_3);$$

$\Delta Q_{\text{вс.тр}}^{\text{I}}$ – потери теплоты на всасывающем трубопроводе компрессора 1-й ступени:

$$\Delta Q_{\text{вс.тр}}^{\text{I}} = G_a^{\text{и}} (i_1 - i_{12}).$$

Остальными теплопритоками из окружающей среды, ввиду их малости, пренебрегаем.

Теплота, отведенная от рабочего вещества,

$$Q_{\text{отв}} = Q_w \pm \Delta Q_{\text{к}} + \Delta Q_{4-5} \pm \Delta Q_{6-7},$$

где ΔQ_{4-5} – отвод теплоты от трубопроводов на участках от компрессора 2-й ступени до конденсатора;

ΔQ_{6-7} – отвод теплоты от трубопроводов на участках от конденсатора до первого регулирующего вентиля.

Теплоотводом на других участках пренебрегаем.

7.4. Определение мощности, затраченной в компрессорах

Мощность, подводимая к электродвигателям компрессоров N , кВт:

$$N = \sqrt{3} I U \cos \varphi 10^{-3},$$

где I – сила тока, А;

U – напряжение, В;

$\cos \varphi$ – угол сдвига фаз тока и напряжения электродвигателя компрессора (определяется по технической характеристике соответствующего компрессора (см. табл. 5 и 6).

Эффективная мощность, или мощность на валу электродвигателя соответствующего бессальникового компрессора:

$$N_e = N_{\text{эд}} \eta_{\text{эд}},$$

где $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя соответствующего компрессора, определяемый по графику $\eta_{\text{эл}} = f(N_{\text{эл}})$ (прил. 10 – 11).

Индикаторная мощность:

$$N_i = N_e - N_{\text{тр}},$$

где $N_{\text{тр}}$ – мощность трения соответствующего компрессора (техническая характеристика компрессора (см. табл. 5 и 6)).

Изоэнтروпная мощность компрессора 1-й ступени:

$$N_s^I = G_a^{\text{и}} (i_{2s} - i_1').$$

Изоэнтропная мощность компрессора 2-й ступени:

$$N_s^{\text{II}} = G_a^{\text{к}} (i_{4s} - i_3').$$

7.5. Определение рабочих коэффициентов компрессоров и холодильной машины

Действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{Q_0}{N_e^I + N_e^{\text{II}}} = \frac{Q_0^{\text{нетто}} + \Delta Q_0}{N_e^I + N_e^{\text{II}}}.$$

Коэффициент подачи компрессора 1-й ступени:

$$\lambda^I = \frac{G_a^{\text{и}} v_1'}{V_{\text{T}}^I},$$

где v_1' – удельный объем пара перед всасывающими клапанами 1-го компрессора (см. табл. 9);

V_T^I – теоретический объем, описываемый поршнями 1-го компрессора [8], м³/с:

$$V_T^I = \frac{\pi D^I{}^2}{4} S^I Z^I n_{\text{км}}^I.$$

Коэффициент подачи компрессора 2-й степени:

$$\lambda^{\text{II}} = \frac{G_a^{\text{к}} v_2'}{V_T^{\text{II}}},$$

где v_2' – удельный объем пара перед всасывающими клапанами 2-го компрессора (см. табл. 9);

V_T^{II} – теоретический объем, описываемый поршнями 2-го компрессора:

$$V_T^{\text{II}} = \frac{\pi D^{\text{II}}{}^2}{4} S^{\text{II}} Z^{\text{II}} n_{\text{км}}^{\text{II}}.$$

Индикаторный КПД компрессора:

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i}.$$

Механический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_i}{N_e}.$$

Эффективный КПД компрессора:

$$\eta_e = \frac{N_s}{N_e} = \eta_i \eta_{\text{мех}}.$$

7.6. Определение параметров конденсатора

Коэффициент теплопередачи:

$$k_{\text{к}} = \frac{Q_w}{F_{\text{к}} \theta_{\text{к}}},$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь теплопередающей поверхности (техническая характеристика (см. табл. 8));

$\theta_{\text{к}}$ – среднелогарифмический температурный напор в аппарате:

$$\theta_{\text{к}} = \frac{t_{w_2} - t_{w_1}}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_{w_1}}{t_{\text{к}} - t_{w_2}}}.$$

Плотность теплового потока в аппарате:

$$q_F = \frac{Q_w}{F_{\text{к}}}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины/ Под. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 992 с.
2. Холодильные машины: Справ./ Под ред. А. В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. – 224 с.
3. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. – М.: КолосС, 2008. – 711 с.
4. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Под ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
5. **Якобсон В.В.** Малые холодильные машины. – М.: Пищ. пром-сть, 1977. – 368 с.
6. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./ Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999.
7. **Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.** Таблицы свойств холодильных агентов: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 52 с.
8. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/ Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЙ

« » _____ г.

Рабочее вещество _____ Ф.И.О. _____
Группа _____

| № п/п | Измеряемые величины | Обозначение | Ед. изм. | Номер измерения | | | |
|-----------------------------|--|-------------|--------------------|-----------------|---|---|---------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | Средний |
| 1 | Время | τ | ч, мин | | | | |
| 2 | Атмосферное давление | B | мм рт. ст. | | | | |
| 1. Рабочее вещество | | | | | | | |
| 3 | Давление кипения | p_0 | дел. | | | | |
| 4 | Давление конденсации | p_k | дел. | | | | |
| 5 | Температура пара при входе в компрессор | t_1 | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 6 | Температура пара при выходе из компрессора | t_2 | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 7 | Температура пара при выходе из конденсатора | t_3 | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 8 | Температура жидкости перед регулирующим вентилем | t_4 | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 2. Внешние источники | | | | | | | |
| 9 | Температура воздуха при входе в конденсатор | $t_{в1}$ | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 10 | Температура воздуха при выходе из конденсатора | $t_{в2}$ | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 11 | Температура воздуха в помещении | $t_{пм}$ | $^{\circ}\text{C}$ | | | | |
| 12 | Давление теплоносителя в калориметре | p_x | дел. | | | | |
| 3. Рабочие величины | | | | | | | |
| 13 | Ток нагревателя | I_x | А | | | | |
| 14 | Напряжение на нагревателях | U_x | В | | | | |
| 15 | Частота вращения вала компрессора | $n_{км}$ | об/мин | | | | |
| 16 | Частота вращения вала двигателя | $n_{дв}$ | об/мин | | | | |
| 17 | Масса груза мотор-весов | m | кг | | | | |

Приложение 2

**Техническая характеристика основных элементов стенда
одноступенчатой холодильной машины с воздушным конденсатором**

| Компрессор | |
|--|---------|
| Марка 2ФВ-4/4,5 | |
| Тип – поршневой, вертикальный, открытый | |
| Число цилиндров | 2 |
| Диаметр поршня, м | 0,04 |
| Ход поршня, м | 0,045 |
| Электрокалориметр | |
| Диаметр обечайки, м | 0,248 |
| Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · К) | 13 ÷ 15 |
| Площадь наружной поверхности корпуса F_x , м ² | 0,786 |
| Площадь теплопередающей поверхности змеевика $F_{и}$, м ² | 0,94 |
| Конденсатор | |
| Тип – ФАК–1,1 Е воздушный, ребристотрубный, трубы стальные U-образные, оребранные гладкими пластинчатыми стальными ребрами | |
| Площадь теплопередающей поверхности F_k , м ² | 3,8 |
| Число секций | 3 |
| Наружный диаметр труб, м | 0,012 |
| Длина ребер, м | 0,18 |
| Толщина ребер с защитным покрытием, м | 0,0005 |
| Шаг ребер, м | 0,004 |
| Шаг труб, м | 0,026 |
| Число труб в секции | 14 |

Техническая характеристика холодильной машины ХМ2ФВБС-6

| Компрессор | |
|---|------|
| Число цилиндров | 2 |
| Диаметр цилиндра, мм | 67,5 |
| Ход поршня, мм | 50 |
| Частота вращения, 1/с | 24,2 |
| Мощность трения, Вт | 950 |
| Конденсатор | |
| Внутренняя теплопередающая поверхность, м ² | 1,35 |
| Диаметр обечайки, мм | 200 |
| Длина обечайки, мм | 1005 |
| Наружный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · К) | 10 |
| Испаритель | |
| Внутренняя теплопередающая поверхность, м ² | 2,5 |
| Диаметр обечайки, мм | 200 |
| Длина обечайки, мм | 900 |
| Наружный коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² · К) | 10 |

Приложение 4

Испытания одноступенчатой холодильной машины ХМ 2ФВБС-6

Рабочее вещество _____ Ф.И.О. _____ « » _____ г.
 Группа _____

| № п/п | Измеряемые величины | Обозначение | Ед. изм. | Замер | | | | |
|-------------------------|--|-------------|-------------------|-------|---|---|---|---------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | Средний |
| 1 | Атмосферное давление | В | мм рт. ст. | | | | | |
| Рабочее вещество | | | | | | | | |
| 2 | Давление кипения | P_0 | | | | | | |
| 3 | Давление конденсации | P_k | | | | | | |
| 4 | Давление всасывания | $P_{вс}$ | | | | | | |
| 5 | Давление нагнетания | P_n | | | | | | |
| 6 | Температура пара при входе в компрессор | t_1 | °С | | | | | |
| 7 | Температура пара перед всасывающими клапанами | $t_{1'}$ | °С | | | | | |
| 8 | Температура пара на выходе из компрессора | t_2 | °С | | | | | |
| 9 | Температура пара при входе в конденсатор | t_3 | °С | | | | | |
| 10 | Температура жидкости на выходе из конденсатора | t_4 | °С | | | | | |
| 11 | Температура жидкости перед ТРВ | t_5 | °С | | | | | |
| 12 | Температура пара на выходе из испарителя | t_7 | °С | | | | | |
| Вода | | | | | | | | |
| 13 | Температура при входе в конденсатор | t_{w1} | °С | | | | | |
| 14 | Температура на выходе из конденсатора | t_{w2} | °С | | | | | |
| 15 | Объем воды, проходящий через конденсатор | V_w | дел. | | | | | |
| Рассол | | | | | | | | |
| 16 | Температура при входе в испаритель | t_{s1} | °С | | | | | |
| 17 | Температура на выходе из испарителя | t_{s2} | °С | | | | | |
| 18 | Объем рассола, проходящий через испаритель | V_s | л | | | | | |
| 19 | Плотность | ρ_s | кг/м ³ | | | | | |
| 20 | Время заполнения мерного бака | τ | с | | | | | |

Окончание прил. 4

| № п/п | Измеряемые величины | Обозна- чение | Ед. изм. | Замер | | | | |
|-------------------------|--------------------------------------|------------------|-------------|-------|---|---|---|---------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | Средний |
| Прочие измерения | | | | | | | | |
| 21 | Показания ваттметра | A | дел. | | | | | |
| 22 | Температура воздуха в помеще- нии | t_v | $^{\circ}C$ | | | | | |

Теплофизические свойства воды на линии насыщения

| t , °C | $p \cdot 10^5$, Па | ρ' , кг/м ³ | c_p , кДж/(кг·К) | λ , Вт/(м·К) | $\mu \cdot 10^6$, Па·с | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | Pr |
|-------------|------------------------|--------------------------------|-----------------------|-------------------------|----------------------------|---|------|
| 0 | 1,013 | 999,9 | 4,212 | 0,560 | 1788 | 1,789 | 13,5 |
| 10 | 1,013 | 999,7 | 4,191 | 0,580 | 1306 | 1,306 | 9,45 |
| 20 | 1,013 | 998,2 | 4,183 | 0,507 | 1004 | 1,006 | 7,03 |
| 30 | 1,013 | 995,7 | 4,174 | 0,612 | 801,5 | 0,805 | 5,45 |
| 40 | 1,013 | 992,2 | 4,174 | 0,627 | 653,3 | 0,659 | 4,36 |
| 50 | 1,013 | 988,1 | 4,174 | 0,640 | 549,4 | 0,556 | 3,53 |
| 60 | 1,013 | 983,1 | 4,179 | 0,650 | 469,9 | 0,478 | 3,08 |
| 70 | 1,013 | 977,8 | 4,187 | 0,662 | 406,1 | 0,415 | 2,52 |
| 80 | 1,013 | 971,8 | 4,195 | 0,669 | 355,1 | 0,365 | 2,23 |
| 90 | 1,013 | 965,3 | 4,208 | 0,676 | 314,9 | 0,326 | 1,97 |
| 100 | 1,013 | 958,4 | 4,220 | 0,684 | 282,5 | 0,295 | 1,75 |
| 110 | 1,43 | 951,0 | 4,233 | 0,685 | 259,0 | 0,272 | 1,60 |
| 120 | 1,98 | 943,1 | 4,250 | 0,686 | 237,1 | 0,252 | 1,47 |

Приложение 6

Теплофизические свойства раствора хлористого кальция

| ξ , % | t_3 , °C | ρ , кг/м ³ | t_s , °C | c , кДж/(кг·К) | λ , Вт/(м·К) | $\mu \cdot 10^3$, Па·с | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | Pr |
|--------------|---------------|-------------------------------|---------------|---------------------|-------------------------|----------------------------|---|------|
| 9,4 | -5,2 | 1080 | 20 | 3,642 | 0,584 | 1,24 | 1,15 | 7,8 |
| 9,4 | -5,2 | 1080 | 10 | 3,634 | 0,570 | 1,55 | 1,44 | 9,9 |
| 9,4 | -5,2 | 1080 | 0 | 3,626 | 0,556 | 2,16 | 2,00 | 14,1 |
| 9,4 | -5,2 | 1080 | -5 | 3,601 | 0,549 | 2,55 | 2,36 | 16,7 |
| 14,7 | -10,2 | 1130 | 20 | 3,362 | 0,576 | 1,49 | 1,32 | 8,7 |
| 14,7 | -10,2 | 1130 | 10 | 3,349 | 0,563 | 1,86 | 1,64 | 11,0 |
| 14,7 | -10,2 | 1130 | 0 | 3,328 | 0,549 | 2,56 | 2,27 | 15,6 |
| 14,7 | -10,2 | 1130 | -5 | 3,316 | 0,542 | 3,04 | 2,70 | 18,7 |
| 14,7 | -10,2 | 1130 | -10 | 3,308 | 0,534 | 4,06 | 3,60 | 25,3 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | 20 | 3,148 | 0,572 | 1,80 | 1,54 | 9,9 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | 10 | 3,140 | 0,558 | 2,24 | 1,91 | 12,6 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | 0 | 3,128 | 0,544 | 2,99 | 2,56 | 17,2 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | -5 | 3,098 | 0,537 | 3,43 | 2,94 | 19,8 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | -10 | 3,086 | 0,529 | 4,67 | 4,00 | 27,3 |
| 18,9 | -15,7 | 1170 | -15 | 3,065 | 0,523 | 6,15 | 5,27 | 35,9 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | 20 | 3,077 | 0,569 | 2,00 | 1,68 | 10,9 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | 10 | 3,056 | 0,555 | 2,45 | 2,06 | 13,4 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | 0 | 3,044 | 0,542 | 3,28 | 2,76 | 18,5 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | -5 | 3,014 | 0,535 | 3,82 | 3,22 | 21,5 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | -10 | 3,014 | 0,527 | 5,07 | 4,25 | 28,9 |
| 20,9 | -19,2 | 1190 | -15 | 3,014 | 0,521 | 6,59 | 5,53 | 38,2 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | 20 | 2,973 | 0,565 | 2,35 | 1,94 | 12,5 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | 10 | 2,952 | 0,551 | 2,87 | 2,35 | 15,4 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | 0 | 2,931 | 0,538 | 3,81 | 3,13 | 20,8 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | -5 | 2,910 | 0,530 | 4,41 | 3,63 | 24,4 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | -10 | 2,910 | 0,523 | 5,92 | 4,87 | 33,0 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | -15 | 2,910 | 0,518 | 7,55 | 6,20 | 42,5 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | -20 | 2,889 | 0,510 | 9,47 | 7,77 | 53,8 |
| 23,8 | -25,7 | 1220 | -25 | 2,889 | 0,504 | 11,57 | 9,48 | 66,5 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | 20 | 2,889 | 0,562 | 2,63 | 2,12 | 13,5 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | 10 | 2,889 | 0,548 | 3,22 | 2,51 | 16,5 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | 0 | 2,868 | 0,535 | 4,26 | 3,43 | 22,7 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | -10 | 2,847 | 0,521 | 6,68 | 5,40 | 36,6 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | -15 | 2,847 | 0,514 | 9,36 | 6,75 | 46,3 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | -20 | 2,805 | 0,508 | 10,56 | 8,52 | 58,5 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | -25 | 2,805 | 0,501 | 12,90 | 10,40 | 72,0 |
| 25,7 | -31,2 | 1240 | -30 | 2,763 | 0,494 | 14,81 | 12,00 | 83,0 |

Окончание прил. 6

| ξ , % | t_3 , °C | ρ , кг/м ³ | t_s , °C | c_p , кДж/(кг·К) | λ , Вт/(м·К) | $\mu \cdot 10^3$, Па·с | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | Pr |
|--------------|---------------|-------------------------------|---------------|-----------------------|-------------------------|----------------------------|---|-------|
| 27,5 | -38,6 | 1260 | 20 | 2,847 | 0,558 | 2,93 | 2,33 | 14,9 |
| 27,5 | -38,6 | 1260 | 10 | 2,826 | 0,545 | 3,61 | 2,87 | 18,8 |
| 27,5 | -38,6 | 1260 | -20 | 2,763 | 0,506 | 11,87 | 9,45 | 65,0 |
| 27,5 | -38,6 | 1260 | -25 | 2,742 | 0,449 | 14,71 | 11,70 | 80,7 |
| 27,5 | -38,6 | 1260 | -30 | 2,742 | 0,492 | 17,16 | 13,60 | 95,5 |
| 27,5 | -38,6 | 1260 | -35 | 2,721 | 0,486 | 21,57 | 17,10 | 120,0 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | 20 | 2,805 | 0,557 | 3,14 | 2,47 | 15,8 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | 0 | 2,780 | 0,529 | 5,12 | 4,02 | 26,7 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -10 | 2,763 | 0,518 | 8,02 | 6,32 | 42,7 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -20 | 2,721 | 0,505 | 12,65 | 10,0 | 68,8 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -25 | 2,721 | 0,500 | 15,98 | 12,6 | 87,5 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -30 | 2,700 | 0,491 | 18,83 | 14,9 | 103,5 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -35 | 2,700 | 0,491 | 18,83 | 14,9 | 103,5 |
| 28,5 | -43,5 | 1270 | -40 | 2,680 | 0,478 | 30,40 | 24,0 | 171,0 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | 20 | 2,805 | 0,555 | 3,33 | 2,65 | 17,2 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | 0 | 2,775 | 0,528 | 5,49 | 4,30 | 28,7 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -10 | 2,721 | 0,576 | 8,63 | 6,75 | 45,4 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -20 | 2,680 | 0,504 | 13,83 | 10,8 | 73,4 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -30 | 2,659 | 0,490 | 21,28 | 16,6 | 115,0 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -35 | 2,638 | 0,483 | 25,50 | 19,9 | 139,0 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -40 | 2,638 | 0,447 | 32,36 | 25,3 | 179,0 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -45 | 2,617 | 0,470 | 40,21 | 31,4 | 223,0 |
| 29,4 | -50,1 | 1280 | -50 | 2,617 | 0,464 | 49,03 | 38,3 | 295,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | 20 | 2,784 | 0,554 | 3,51 | 2,75 | 17,8 |
| 29,9 | -55 | 1286 | 0 | 2,738 | 0,528 | 5,69 | 4,43 | 29,5 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -10 | 2,700 | 0,515 | 9,04 | 7,04 | 47,5 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -20 | 2,680 | 0,502 | 14,42 | 11,23 | 77,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -30 | 2,659 | 0,488 | 22,56 | 17,6 | 123,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -35 | 2,638 | 0,483 | 28,44 | 22,1 | 156,5 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -40 | 2,638 | 0,576 | 35,30 | 27,5 | 196,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -45 | 2,617 | 0,470 | 43,15 | 33,5 | 240,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -50 | 2,617 | 0,463 | 50,99 | 39,7 | 290,0 |
| 29,9 | -55 | 1286 | -55 | 2,596 | 0,456 | 64,72 | 50,2 | 368,0 |

**ПРОТОКОЛ ИСПЫТАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ФДСХМ БС-10**

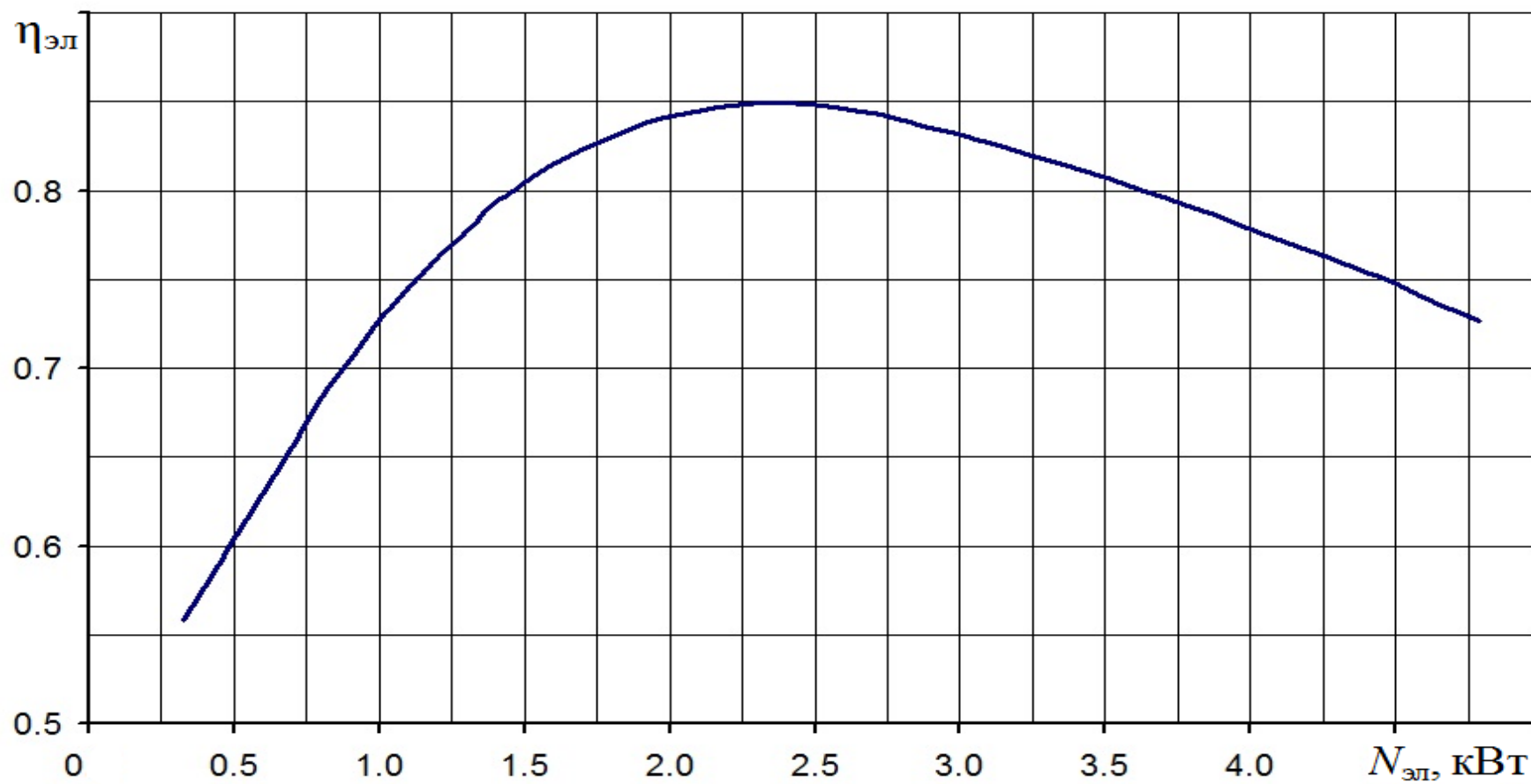
Ф.И.О. _____
Группа № _____

Дата испытания
« » _____ г.

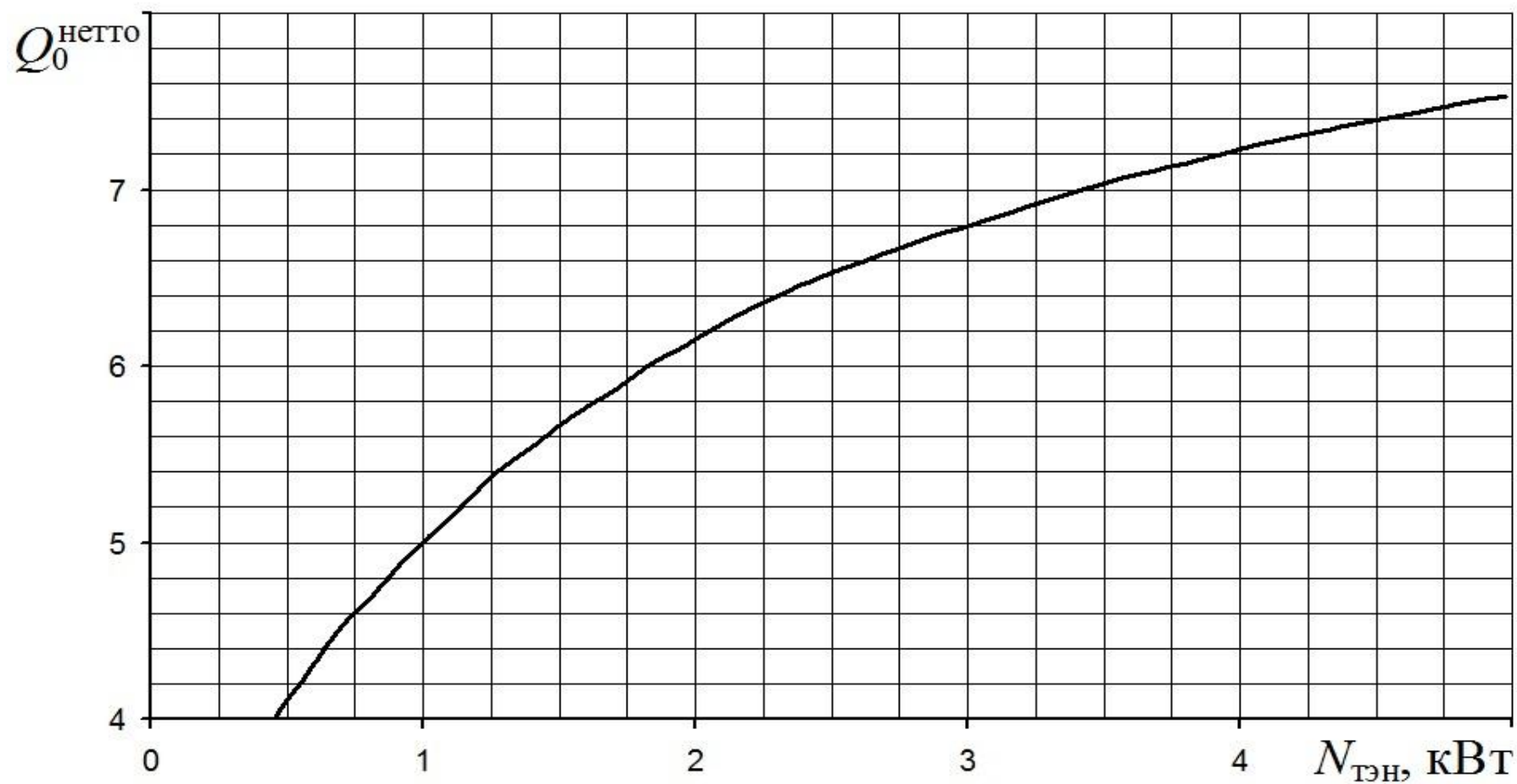
| № п/п | Измеряемые величины | Единица измере- ния | Цена деления шкалы прибора | Номер измерения | | | | Средний |
|-----------------------------|--|---------------------------|-------------------------------------|--------------------|---|---|---|---------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | |
| 1 | Атмосферное давление | | | | | | | |
| Рабочее вещество R22 | | | | | | | | |
| 2 | Давление всасывания компрессора 1-ой ступени | | | | | | | |
| 3 | Давление нагнетания компрессора 1-ой ступени | | | | | | | |
| 4 | Давление кипения | | | | | | | |
| 5 | Давление конденсации | | | | | | | |
| 6 | Давление всасывания компрессора 2-ой ступени | | | | | | | |
| 7 | Давление нагнетания компрессора 2-ой ступени | | | | | | | |
| 8 | Давление в промсосуде | | | | | | | |
| 9 | Температура пара перед всасывающими клапанами компрессора 1-ой ступени | | | | | | | |
| 10 | Температура пара при выходе из компрессора 1-ой ступени | | | | | | | |
| 11 | Температура пара при входе в компрессор 2-ой ступени | | | | | | | |
| 12 | Температура пара перед всасывающими клапанами компрессора 2-ой ступени | | | | | | | |
| 13 | Температура пара при выходе из компрессора 2-ой ступени | | | | | | | |
| 14 | Температура пара при входе в конденсатор | | | | | | | |
| 15 | Температура жидкости при выходе из конденсатора | | | | | | | |
| 16 | Температура жидкости перед первым регулирующим вентилем | | | | | | | |

| № п/п | Измеряемые величины | Единица измере- ния | Цена деления шкалы прибора | Номер измерения | | | | Средний |
|-----------------------------|---|---------------------------|-------------------------------------|--------------------|---|---|---|---------|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | |
| Рабочее вещество R22 | | | | | | | | |
| 17 | Температура жидкости перед вторым регулирующим вентилем | | | | | | | |
| 18 | Температура пара при выходе из испарителя | | | | | | | |
| 19 | Температура пара при входе в компрессор 1-ой ступени | | | | | | | |
| Вода | | | | | | | | |
| 20 | Температура воды при входе в конденсатор | | | | | | | |
| 21 | Температура воды при выходе из конденсатора | | | | | | | |
| 22 | Расход воды | | | | | | | |
| 23 | Время | | | | | | | |
| Прочие измерения | | | | | | | | |
| 24 | Показания вольтметра (компрессор 1-ой ступени), $U \times 10$ | | | | | | | |
| 25 | Показания амперметра (компрессор 1-ой ступени), $A \times 2$ | | | | | | | |
| 26 | Показания вольтметра (компрессор 2-ой ступени), $U \times 10$ | | | | | | | |
| 27 | Показания амперметра (компрессор 2-ой ступени), $A \times 2$ | | | | | | | |
| 28 | Показания вольтметра ТЭН, U | | | | | | | |
| 29 | Показания амперметра ТЭН, A | | | | | | | |
| 30 | Температура воздуха в помещении | | | | | | | |

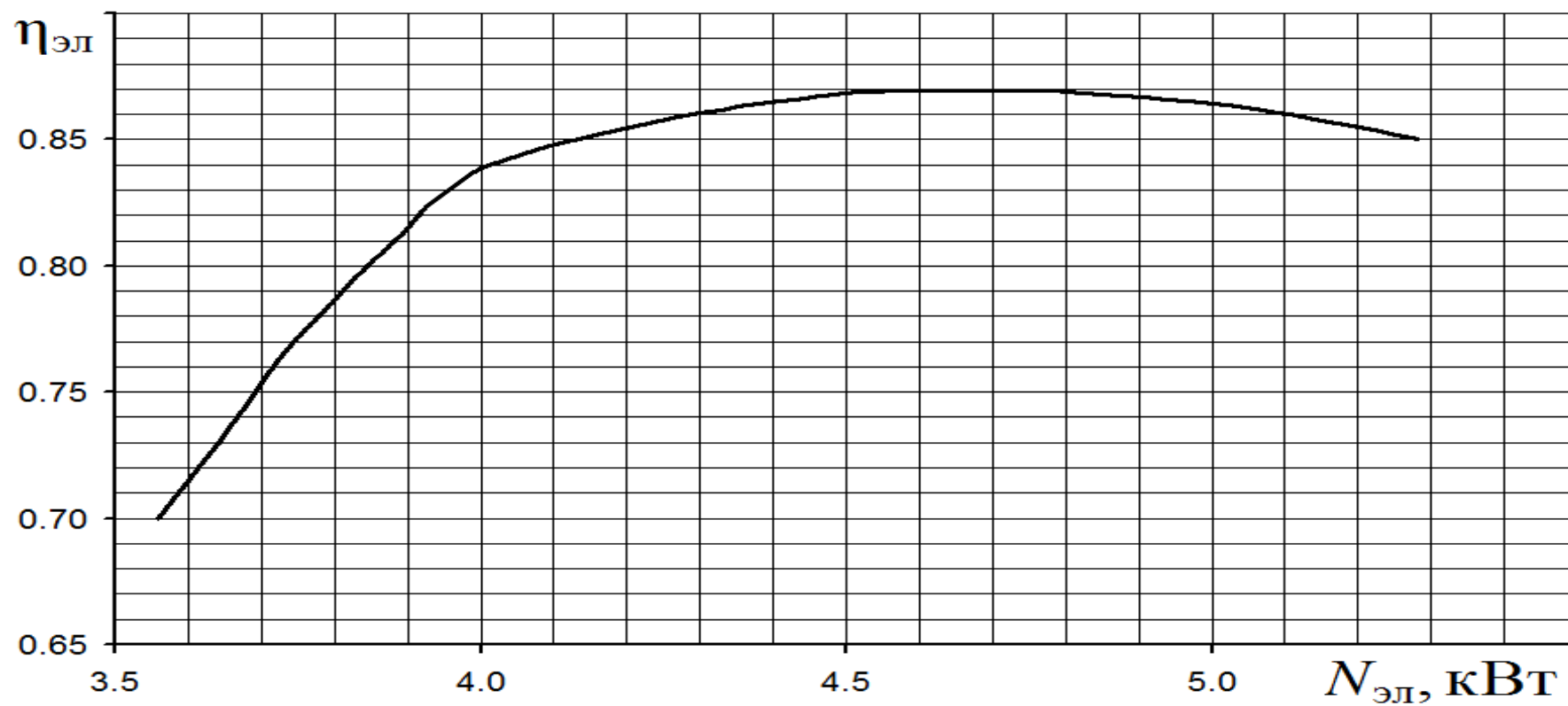
Зависимость КПД электродвигателя
от мощности электродвигателя



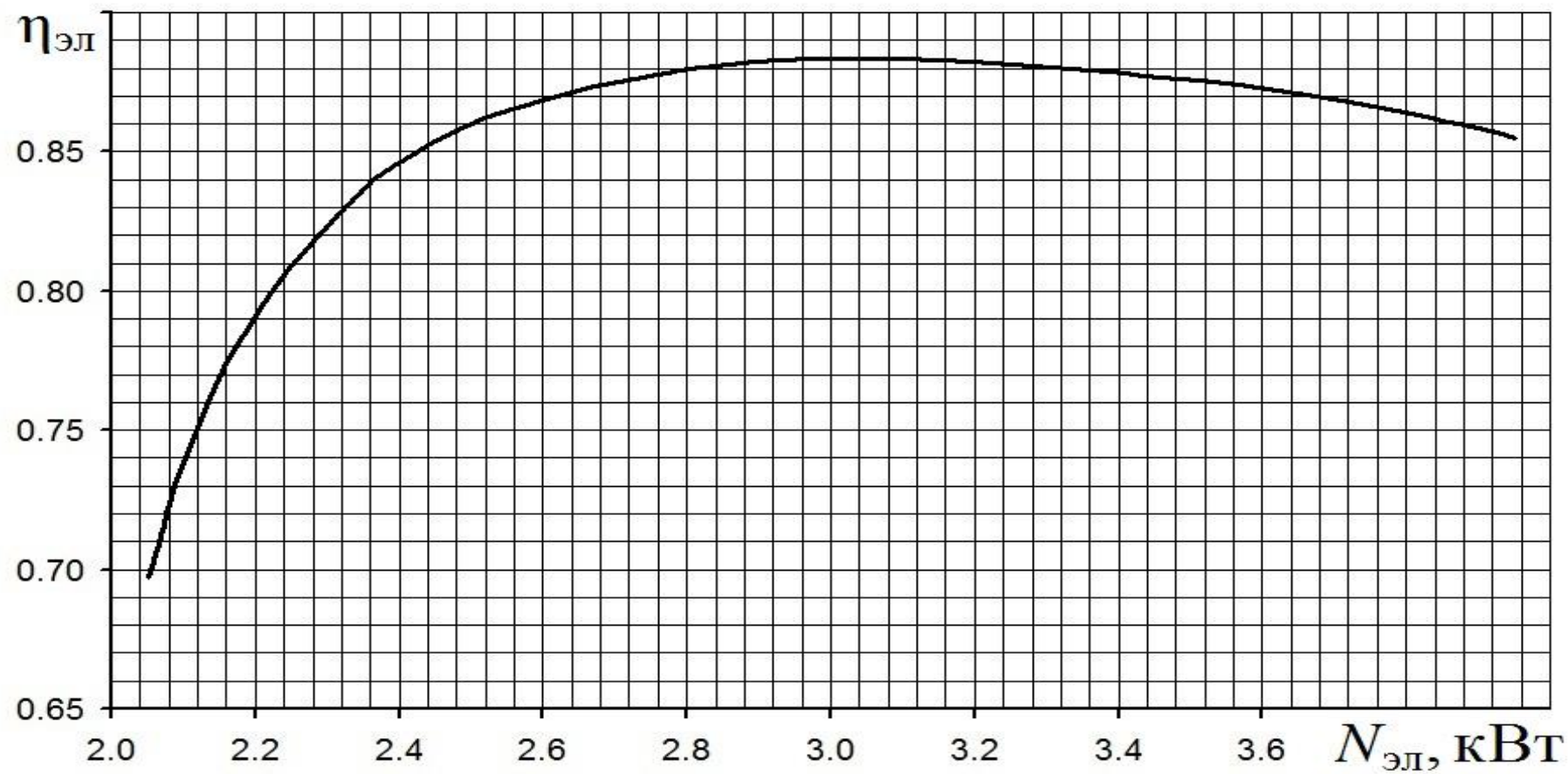
Зависимость холодопроизводительности
от условной нагрузки на ТЭНы



Зависимость КПД электродвигателя компрессора 1-й ступени
от потребляемой мощности



Зависимость КПД электродвигателя компрессора 2-й ступени
от потребляемой мощности



Дзино Анатолий Аполлонович
Мизин Валерий Михайлович
Татаренко Юлия Валентиновна

**ИСПЫТАНИЯ
ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ
МАШИН**

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Редактор
Р.А. Сафарова

Компьютерная верстка
Ю.В. Татаренко

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Подписано в печать 26.12.2016. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 3,72. Печ. л. 4,0. Уч.-изд. л. 3,88
Тираж 50 экз. Заказ № С 59

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9