

Носков Анатолий Николаевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ
ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА РАЗЛИЧНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ**



Санкт-Петербург
2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.Н. Носков

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ
ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА РАЗЛИЧНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ**

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» в качестве учебно-методического пособия для реализации основных профессиональных образовательных программ высшего образования бакалавриата

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2017

Носков А.Н. – Университет ИТМО, 2017. – 32 с.

Рецензент: А.А. Зимков, канд. техн. наук, ведущий инженер
ООО “ОК”

Приведены методические указания по составлению программы расчета энергетической эффективности одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины, работающей на различных рабочих веществах, в зависимости от величины перегрева хладагента на всасывании и проведению анализа полученных результатов.

Предназначены для студентов направления бакалавриата 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» по дисциплине «Теоретические основы холодильной техники и низкотемпературные машины» заочной формы обучения.



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.

© Университет ИТМО, 2017

© Носков А.Н., 2017

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Теоретические основы холодильной техники и низкотемпературные машины» является одним из основных специальных курсов в подготовке бакалавров по направлению 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения».

Дисциплина относится к циклу профессиональных дисциплин.

Содержание дисциплины является логическим продолжением дисциплин: «Математика», «Численные методы и компьютерное моделирование», «Основы автоматизированного проектирования» и служит основой для прохождения практики, выполнения выпускной квалификационной работы, а также формирования компетентности в профессиональной области.

Охлаждением называется процесс отвода теплоты от объекта охлаждения, который сопровождается понижением его температуры ниже температуры окружающей среды. Охлаждение в холодильной технике может быть естественным, путем аккумуляции естественного холода, и искусственным.

Искусственный холод вырабатывается в специальных устройствах – холодильных машинах. Для получения искусственного холода, согласно второго закона термодинамики, необходимо затратить работу. В настоящее время в пищевой, химической промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте, в установках кондиционирования воздуха в основном используется искусственный холод [6].

Парокомпрессорные холодильные машины имеют наибольшее применение для искусственного охлаждения в широком интервале температур. Основной особенностью парокомпрессорных 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 жидком состоянии. Основными элементами парокомпрессорной холодильной машины являются компрессор, конденсатор, испаритель и дроссельное устройство [6].

Поршневые компрессоры относятся к классу компрессоров объемного принципа действия и являются наиболее распространенным типом холодильных компрессоров. Их применяют в холодильных машинах производительностью от нескольких десятков ватт до сотен киловатт. Вследствие этого общее число поршневых компрессоров, применяемых в современных холодильных машинах, намного превышает число компрессоров всех других типов, вместе взятых, так

как домашние и торговые холодильники и морозильники, небольшие автономные кондиционеры, холодильные машины для прилавков и мелких предприятий торговли выпускают во всем мире миллионами. Почти монополю поршневые компрессоры используют и в области холодопроизводительностей до 100-150 кВт. Основное преимущество поршневых холодильных компрессоров перед винтовыми компрессорами состоит в более высокой энергетической эффективности. В условиях высокой стоимости электрической энергии это преимущество оказывает в ряде случаев решающее влияние на выбор именно поршневого компрессора, несмотря на то, что по надежности и сроку службы он уступает винтовому [5,6].

Выбор цикла паровой холодильной машины зависит от температуры конденсации и от температуры кипения рабочего вещества. Существенное влияние на выбор цикла оказывает также рабочее вещество, применяемое в холодильной машине. Большое число рабочих веществ, используемых в холодильной технике, многообразие их термодинамических, теплофизических и практических свойств позволяет сделать вывод о том, что выбрать вещество, обладающее только положительными свойствами, практически невозможно. При выборе рабочего вещества необходимо проанализировать совокупность всех факторов, характеризующих как работу холодильной машины в целом, так и ее отдельных элементов, и стремиться к уменьшению влияния отрицательных свойств вещества. Это достигается на основе термодинамического анализа рабочих процессов цикла в сочетании с технико-экономическим анализом [6].

Эффективность работы холодильной машины в значительной степени определяется энергетической эффективностью, для оценки которой служит холодильный коэффициент, показывающий, какое количество холода вырабатывает холодильная машина при затрате единицы количества работы.

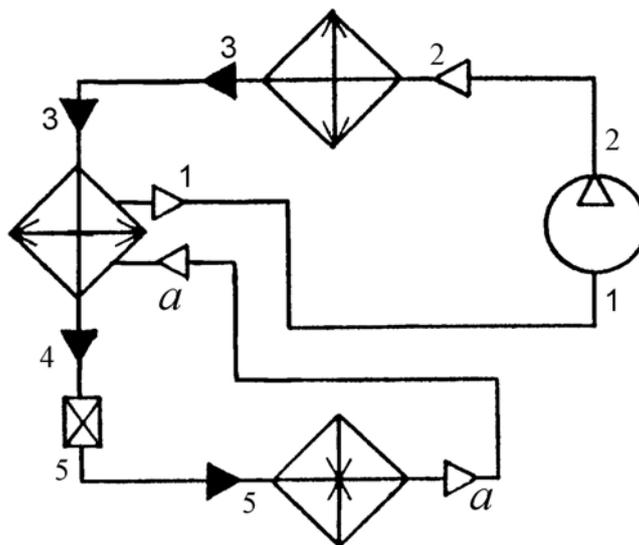
Охлаждение рабочего вещества перед регулирующим вентилем увеличивает холодопроизводительность машины. Его можно осуществить за счет холодного пара, идущего из испарителя, т.е. применить регенерацию. Однако повышение температуры пара хладагента на всасывании в компрессор увеличивает затраченную на сжатие пара работу. Таким образом, существует оптимальная величина перегрева на всасывании, при которой холодильный коэффициент холодильной машины, а, следовательно, и ее энергетическая эффективность, имеет максимальное значение.

Целью работы является исследование влияния величины перегрева на всасывании на энергетическую эффективность цикла одноступенчатой парокomppressorной холодильной машины с поршневым компрессором при использовании различных рабочих веществ.

1. Принципиальная схема и цикл одноступенчатой парокomppressorной холодильной машины с внутренней регенерацией теплоты

Схема и цикл одноступенчатой регенеративной холодильной машины приведены на рис.1.

а



б

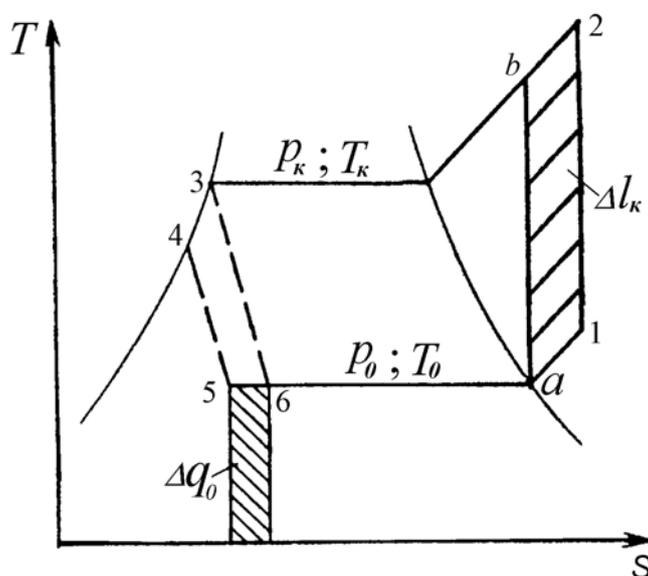


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) паровой холодильной машины с регенерацией

В холодильной машине, работающей по такой схеме, холодный пар рабочего вещества, выходящий из испарителя в состоянии a , направляется в регенеративный теплообменник, где он нагревается (процесс $a-1$) за счет теплого рабочего вещества, выходящего из конденсатора, которое при этом охлаждается (процесс 3-4).

После регенеративного теплообменника пар сжимается в компрессоре от давления кипения P_0 до давления конденсации P_k (процесс 1-2) и направляется в конденсатор, где за счет отвода теплоты в окружающую среду сначала охлаждается до состояния насыщения, а затем конденсируется при температуре T_k (процесс 2-3). Жидкое рабочее вещество, охлажденное в регенеративном теплообменнике (процесс 3-4), дросселируется (процесс 4-5) и поступает в испаритель, где кипит при температуре T_0 и давлении P_0 , отнимая теплоту от источника низкой температуры (процесс 5-а).

В результате регенерации холодопроизводительность увеличивается на величину $\Delta q_0 = i_6 - i_5$, но одновременно увеличивается и работа компрессора на величину $\Delta l_k = \text{пл. } 1-2-б-а$.

Таким образом, энергетическая эффективность применения регенеративного теплообменника зависит от соотношения $\Delta q_0 / \Delta l_k$, т.е. от термодинамических свойств рабочих веществ [4,6]. На эффективность работы парокompрессорной холодильной машины также оказывает влияние эффективность работы компрессора. В результате выполнения расчета определяют влияние величины перегрева на всасывании на эффективность работы парокompрессорной холодильной машины с поршневым компрессором и энергетическая целесообразность применения регенеративного теплообменника в зависимости от применяемого хладагента.

2. Расчет термодинамических свойств рабочих веществ

Для расчета термодинамических свойств рабочих веществ использовались зависимости, предложенные в работах [1,2].

В основе расчета параметров пара рабочих веществ лежит уравнение состояния в форме Боголюбова-Майера:

$$z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = 1 + \sum_{i=1}^r \beta_i \cdot \rho^i,$$

где z – коэффициент сжимаемости; p – давление; v – удельный объем; R – газовая постоянная; T – температура; ρ – удельная плотность.

$$\beta_i = \sum_{j=0}^{s_i} (v_{ij} / \tau^i),$$

где $\tau = T/T_{кр}$ – приведенная температура; $T_{кр}$ – критическая температура; v_{ij} – вириальные коэффициенты.

Энтальпия и энтропия пара хладагента определялась с помощью следующих термодинамических соотношений:

$$i = \int c_v^0 dT + T^2 \int \left[\frac{\partial \left(\frac{p}{T} \right)}{\partial T} \right]_v dv + pv + const;$$

$$s = \int c_v^0 \frac{dT}{T} + \int \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv + const,$$

Изохорная теплоемкость в идеально-газовом состоянии

$$c_v^0 = \sum_{i=0}^n d_i \cdot \tau^i,$$

где d_i – коэффициенты.

Зависимости для расчета параметров жидкого рабочего вещества приведены в [1,2].

Подпрограммы, позволяющие рассчитать на ЭВМ термодинамические свойства рабочих веществ, приведены в приложении 1.

3. Расчет энергетической эффективности циклов парокompрессорной холодильной машины с регенеративным теплообменником

Энергетическая эффективность цикла определяется величиной холодильного коэффициента.

Исходными данными для расчета энергетической эффективности

цикла холодильной машины служат: температура кипения t_0 (Т0)*, °С; температура конденсации t_k (ТК), °С; величина перегрева на всасывании Δt_g (ДТВ), °С; величина коэффициента подачи λ (LAMBDA), величина индикаторного КПД η_i (ETAИ).

Порядок расчета эффективности работы одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником следующий.

Перегрев на всасывании в компрессор принимаем в диапазоне от 0 °С до 30 °С с шагом в 10 °С.

Переохлаждение после конденсатора рассчитывается из баланса регенеративного теплообменника: $i_1 - i_6 = i_3 - i_4$ (см. рис. 1).

Определим положение точки 4, найдя ее энтальпию из теплового баланса регенеративного теплообменника:

$$h_1 - h_a = h_3 - h_4, \text{ кДж/кг.}$$

Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = h_a - h_5, \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход рабочего вещества

$$G_a = Q_0/q_0, \text{ кг/с.}$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = G_a \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с},$$

где v_1 – удельный объем рабочего вещества в начале процесса сжатия.

Степень повышения давления $\pi = p_k/p_0$.

По графику на рис. 2 определяем величину коэффициента подачи поршневого компрессора λ в зависимости от π и рабочего вещества.

Теоретический объем, описываемый поршнями компрессора

$$V_T = V_d/\lambda.$$

* Рядом с обозначением в скобках здесь и далее записан идентификатор, определяющий эту величину в программе расчета холодильной машины на ЭВМ.

Выбираем компрессор по величине V_T (ближайшее большее значение по приложениям 2,3).

Уточняем массовый расход рабочего вещества

$$G_a = \lambda \cdot V_T / v_1, \text{ кг/с.}$$

Уточняем холодопроизводительность холодильной машины с выбранным компрессором

$$Q_0 = G_a \cdot q_0, \text{ кВт.}$$

Удельная адиабатная работа компрессора:

$$l_s = h_{2s} - h_1, \text{ кДж/кг.}$$

где h_{2s} – энтальпия конца изоэнтального сжатия

Изоэнтальная мощность компрессора

$$N_s = G_a \cdot l_s, \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = N_s / \eta_i, \text{ кВт.}$$

Индикаторный КПД η_i в зависимости от степени повышения давления π и рабочего вещества определяем по рис. 3.

Мощность трения

$$N_{тр} = p_{i\text{ тр}} \cdot V_T \text{ кВт,}$$

где $p_{i\text{ тр}}$ – давление трения (для хладонов $40 \cdot 10^3$ Па, для аммиака $60 \cdot 10^3$ Па [3]).

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = N_i + N_{тр}, \text{ кВт.}$$

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e}$.

Программа определения энергетической эффективности цикла паровой холодильной машины на алгоритмическом языке программирования Fortran приведена в Приложении 1.

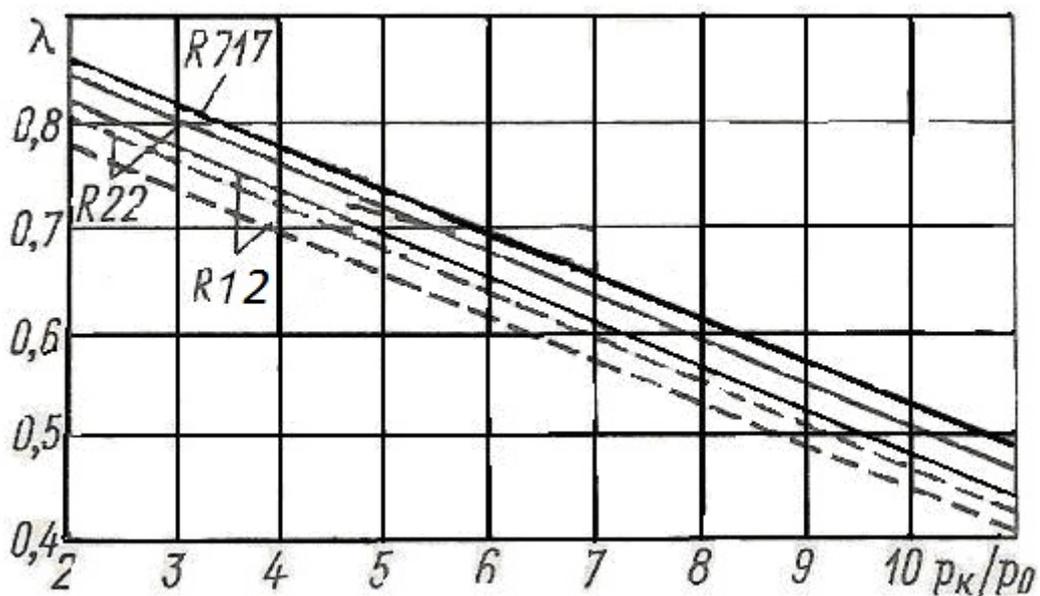


Рис.2. Коэффициент подачи для поршневых компрессоров средней производительности (компрессоры: — с сальником; - - - бессальниковые)

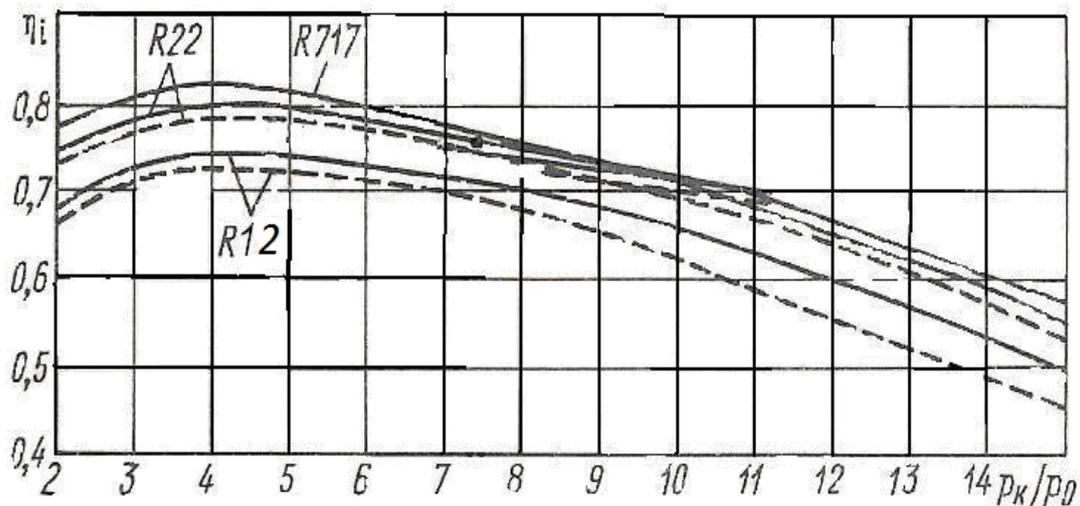


Рис.3. Индикаторный КПД для поршневых компрессоров средней производительности (компрессоры: — с сальником; - - - бессальниковые)

Вызов подпрограмм для расчета термодинамических параметров рабочего вещества производится оператором CALL RIJ, где RIJ – имена рабочих веществ: R717; R12; R22.

В программе, приведенной в приложении 1, отсутствует блок расчета мощности, холодопроизводительности и холодильного коэффициента цикла одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником, который студент должен составить самостоятельно, используя подпрограммы, приведенные в этом приложении.

В результате расчета определяются: эффективная мощность компрессора N_e (NE), кВт; холодопроизводительность Q_0 (Q0), кВт; холодильный коэффициент ε (EPSIL).

Список подпрограмм для теплового расчета холодильной машины приведен в таблице 1.

Таблица 1

Подпрограммы для блока расчета работы, холодопроизводительности и холодильного коэффициента цикла одноступенчатой парокompрессорной холодильной машины с регенеративным теплообменником

Обозначение подпрограммы	Назначение подпрограммы
PHAC (P, T)	Определение давления насыщения по температуре T
PL (TP, PP, ROP)	Определение плотности пара ROP по температуре TP и давлению PP
IROT(ROI, TI, E)	Определение энтальпии пара E по плотности ROI и температуре TI
IJDK(P1, EJ)	Определение энтальпии насыщенной жидкости EJ по давлению P1
SROT(ROS, TS, S)	Определение энтропии пара S по плотности ROS и температуре TS
SAD(T, P1, P2, T, E)	Определение температуры T и энтальпии E конца изоэнтропного сжатия по температуре T и давлению всасывания P1 и давлению нагнетания P2

Единицы измерения:

давление – Бар= 10^5 Па;

температура – К;

плотность – кг/дм³;

энтальпия – кДж/кг;

энтропия – кДж/(кг К).

Последовательность расчета состоит в определении:

- давления кипения;
- давления конденсации;
- плотности пара на выходе из испарителя;
- энтальпии пара на выходе из испарителя;
- плотности пара на всасывании в компрессор;
- энтальпии пара на всасывании в компрессор;
- энтропии пара на всасывании в компрессор;
- энтальпии насыщенной жидкости на выходе из конденсатора;
- энтальпии конца изоэнтропного сжатия пара в компрессоре;
- работы изоэнтропного сжатия пара в компрессоре;
- энтальпии переохлажденной жидкости перед регулирующим вентилем;
- изоэнтропной мощности компрессора;
- эффективной мощности компрессора;
- холодопроизводительности цикла;
- холодильного коэффициента холодильной машины.

4. Анализ результатов расчета энергетической эффективности циклов одноступенчатой пароконденсаторной холодильной машины

Термодинамические свойства рабочих веществ, такие как теплота парообразования r_0 , теплоемкость насыщенной жидкости на левой пограничной кривой c'_x , теплоемкость сухого насыщенного пара на правой пограничной кривой c''_x и теплоемкость перегретого пара хладагента c_p , влияют на необратимые потери работы цикла при осуществлении процессов дросселирования и сжатия пара в компрессоре.

В работе [6] показано, что дроссельные потери связаны с такими термодинамическими свойствами рабочих веществ, как теплоемкость насыщенной жидкости c'_x и теплотой парообразования r_0 . Рабочие вещества, имеющие большую теплоту парообразования r_0 и малую

теплоемкость насыщенной жидкости c'_x , будут иметь минимальные необратимые потери цикла при дросселировании.

При работе паровой холодильной машины в области, лежащей ближе к критической температуре $T_{кр}$, необратимые потери при дросселировании увеличиваются, так как при этом $r_0 \rightarrow 0$, а $c'_x \rightarrow \infty$. Поэтому нецелесообразно применять хладагенты высокого давления с низкой критической температурой для получения умеренно низких температур кипения. Температурный диапазон работы парокомпрессионной холодильной машины надо выбирать таким образом, чтобы холодильный цикл происходил при температурах, не близких к критической температуре ($T/T_{кр} = 0,5 \dots 0,85$) [6].

Необратимые потери при сжатии из-за перегрева пара хладагента на всасывании и из-за превышения температуры конца процесса сжатия над температурой конденсации зависят и от теплоемкости насыщенного и перегретого пара при постоянном давлении c''_x и c_p .

При малом значении c_p наклон изобар в области перегретого пара большой, а при большом значении c''_x наклон правой пограничной кривой большой, что приводит к увеличению температуры в конце процесса сжатия, а, соответственно, к увеличению необратимых потерь работы цикла при сжатии пара в компрессоре.

Для веществ, у которых большие значения c'_x и малые r_0 , необходимо включать процессы, уменьшающие потери от дросселирования, а для веществ, имеющих большие значения c''_x и малые c_p - процессы, сокращающие потери от перегрева пара при сжатии.

Применение регенерации одновременно приводит к увеличению температуры в начале процесса сжатия и уменьшению температуры перед дроссельным вентилем, а, следовательно, к сокращению необратимых потерь при дросселировании и увеличению потерь при сжатии пара в компрессоре. Таким образом, существует оптимальное значение перегрева на всасывании, при котором потери в цикле одноступенчатой холодильной машины минимальны.

Анализируя полученные зависимости величин эффективной мощности, холодопроизводительности и холодильного коэффициента от величин перегрева пара рабочего вещества на всасывании, студент определяет энергетическую целесообразность использования регенерации для различных рабочих веществ или величину оптимального

перегрева пара на всасывании в заданном температурном диапазоне работы парокомпрессорной холодильной машины.

5. Определение исходных данных к контрольной работе

Значения исходных данных для контрольной работы выбираются из табл. 2 по двум последним цифрам шифра студента. По предпоследней цифре шифра выбирается вариант температурного режима работы холодильной машины, по последней цифре шифра выбирается вариант, определяющий холодопроизводительность.

Таблица 2

Варианты исходных данных для выполнения задания

Исходные данные	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Температура кипения, °С	+5	0	-5	-5	-10	-10	-15	-15	-20	-20
Температура конденсации, °С	45	40	30	20	35	30	20	30	20	25
Холодопроизводительность, кВт	10	12	15	18	20	30	40	50	70	100

Пример. Шифр студента 1219; две последние цифры 1; 9.

Исходные данные:

- * температура кипения 0 °С;
- * температура конденсации 40 °С;
- * холодопроизводительность 100 кВт;

В результате расчета определяют холодопроизводительность, эффективную мощность и холодильный коэффициент холодильной машины. Расчет производят для трех хладагентов: R12, R22, R717 при перегреве на всасывании 0, 10, 20, 30 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных винтовых компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 216 с.
2. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и теплотрансформаторов. – М.: Легкая и пищ. пром., 1984. – 232 с.
3. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 424 с.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч.2.: Учеб. пособие / А.Н. Носков, В.И. Пекарев, А.А. Малышев и др. - СПб.: Университет ИТМО, 2016. - 95 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. Холодильные машины: Учебник / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 942 с,
7. http://www.frigodesign.ru/sale/bitzer/epiplooncompr_bitzer/


```

END
C ***** ПОДПРОГРАММЫ *****
  SUBROUTINE PHAC (T,P)
  IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
  COMMON /A/TKP1,R,ROKP1
  COMMON /B/RI,PA,E(5),PKP
  TAY=T/TKP1
  BB=RI-4.+PA
  A=0.
    DO 1 I=1,5
  A=A+E(I)*BB*TAY**(I-2)
1   CONTINUE
  P=EXP(ALOG(PKP)+(RI-5.3*BB)*ALOG(TAY)+A)
  RETURN
  END
C
  SUBROUTINE THAC (P,T)
  IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
  COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
  T=TKP1
  DT=50.
1  T1=T/TKP1
  CALL PHAC(T,P1)
  IF(ABS(P1-P)/P1.LT.0.0001) GOTO2
  IF(P1-P.GT.0) GOTO3
  T=T+DT
  DT=DT/5.
  T=T-DT
  GOTO1
3  T=T-DT
  GOTO1
2  CONTINUE
  RETURN
  END
C
  SUBROUTINE IJDK (P1,EJ)
  IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
  CALL THAC(P1,T)
  CALL RPAR(T,RP1)
  CALL PL(T,P1,RO1)
  CALL IROT(RO1,T,EP)
  EJ=EP-RP1
  RETURN

```

```

END
C
SUBROUTINE RPAR (T,RP)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
*   /B/RI,PA,E(5),PKP
TAY=T/TKP1
CALL PHAC(T,PO)
BB=RI-4.+PA
A=0.
DO 1 I=1,5
1 A=A+(I-2)*E(I)*BB*TAY**(I-3)
DP=PO/TKP1*((RI-5.3*BB)/TAY+A)
CALL PLJIDK(T,ROJ1)
CALL PL(T,PO,ROP)
RP=DP*T*(1./ROP-1./ROJ1)/10.
RETURN
END
C
SUBROUTINE PLJIDK (T,ROJ)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
*   /C/A1,A2,G(4)
TAY=T/TKP1
A=0.
DO 1 I=1,4
1 A=A+G(I)*TAY**(I-1)
ROJ=EXP(ALOG(ROKP1)+A1*(1.-TAY)**(1./3.))+A2*A)
RETURN
END
C
SUBROUTINE PL (TP,PP,ROP)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
ZP=1
2 ROP=PP/(10.*R*ZP*TP)
ZO=ZP
CALL PF(ROP,TP,ZP,PP1)
IF(ABS(ZO-ZP).GT.0.000001) GO TO 2
RETURN
END
C
SUBROUTINE PF (ROP,TP,Z,P1)

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
EXTERNAL KDABL
CALL P(KDABL,ROP,TP,P2)
Z=P2
P1=10.*P2*TP*ROP*R
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE P (K,RO,T,P2)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON /A/TKP1,R,ROKP1
* /E/B(10,10)
* /O/M,N
EXTERNAL K
DO 7 I=1,N
DO 7 J=1,M
7 CONTINUE
TKP=TKP1
P1=0.
M1=M+1
DO2 I=1,N
DO2 J=1,M1
J1=J-1
CALL K(I,J1,X)
P1=P1+X*B(I,J)*(RO**I)/((T/TKP)**(J-1))
2 CONTINUE
P2=1.+P1
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE KDABL (I,J,DB)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
IP=I
JP=J
DB=1.
RETURN
END

```

C

```

SUBROUTINE IROT (ROI,TI,EI)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
EXTERNAL KENTAL

```

```

COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
* /D/D(10),CONSTS,CONSTI
* /O/M,N
AE2=0.
DO1 I=1,N
AE2=AE2+D(I+1)*((TI/TKP1)**(I+1))/(I+1)
1 CONTINUE
CALL P(KENTAL,ROI,TI,P1)
AE1=P1
EI=R*TI*AE1+TKP1*D(1)*(TI/TKP1)+TKP1*AE2+CONSTI
RETURN
END
C
SUBROUTINE KENTAL (I,J,EN)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
A=J
EN=(I+A)/I
RETURN
END
C
SUBROUTINE SROT (ROS,TS,S)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
EXTERNAL KENTPO
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
* /D/D(10),CONSTS,CONSTI
* /O/M,N
AS2=0.
DO3 I=1,N
AS2=AS2+D(I+1)*((TS/TKP1)**I)/I
3 CONTINUE
CALL P(KENTPO,ROS,TS,P1)
AS1=P1
S=-R*(ALOG(ROS)+1.-AS1)+D(1)*ALOG(TS/TKP1)+AS2+CONSTS
RETURN
END
C
SUBROUTINE KENTPO (I,J,ENT)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
A=I
ENT=(J-1)/A
RETURN
END
C

```

```

SUBROUTINE SAD (T,P1,P2,T2,E2)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
CALL PL(T,P1,R1)
CALL SROT(R1,T,S1)
CALL THAC(P2,TH)
  DT=5.
  TT=TH-DT
1 TT=TT+DT
  CALL PL(TT,P2,R2)
  CALL SROT(R2,TT,S2)
  IF(ABS(S2-S1).LT.0.00001) GOTO 2
  IF(S2.LT.S1) GO TO 1
  TT=TT-DT
  DT=DT/2.
  GO TO 1
2 CONTINUE
  TTA=TT
  CALL IROT(R2,TTA,E2)
  V=1./R2
  T2=TTA-273.15
  RETURN
END

```

C

***** R 12 *****

```

C   ПОДПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
C   КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА
C   ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ R12

```

C*****

C

```

SUBROUTINE R12
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
*   /B/RI,PA,E(5),PKP
*   /C/A1,A2,G(4)
*   /D/D(10),CONSTS,CONSTI
*   /E/B(10,10)
*   /O/M,N
DIMENSION B1(8,4),D1(6),E1(5),G1(5)
DATA B1/4.1888369,-9.66065502,18.2867729,-.429799498,0.,5.25692699
*,0.,0.933965444,-11.4858003,21.9447268,-41.665652.,156717599,0.,
*-6.40921321,0.,0.,8.6472583,-10.8438817,23.9101184,0.,0.,0.,0.,

```

*0.,-3.51695112,0.,0.,0.,0.,0.,0.,0./

DATA D1/.0774432,0.707146,.0919702,-.513222,.302382,-.0576614 /

DATA E1/-4.,3.3,.3,.2,.2/,G1/-.7,.3,.2,.2,0./

DO 5 I=1,10

DO 5 J=1,10

B(J,I)=0.

5 CONTINUE

DO 7 I=1,10

7 D(I)=0.

DO 1 I=1,4

DO 1 J=1,8

B(J,I)=B1(J,I)

1 CONTINUE

DO 2 I=1,6

2 D(I)=D1(I)

DO 3 I=1,5

E(I)=E1(I)

3 G(I)=G1(I)

PA=-0.0913

RI=6.5741

PKP=41.19

A1=1.4388

A2=0.2338

TKP1=385.15

R=0.0687563

ROKP1=0.5791

M=4

N=8

CONSTI=0.

CONSTS=0.

T=273.15

RO=0.01796

CALL IROT(RO,T,EE)

CONSTI=552.06-EE

CALL SROT(RO,T,S)

CONSTS=4.5566904-S

WRITE (6,10)

10 FORMAT(' '// ' ,5X,'*** ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГЕНТ R12 ***'//)

RETURN

END

C

```

C***** R22 *****
C
C   ПОДПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
C   КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА
C   ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ R22
C
C*****

```

```

SUBROUTINE R22
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
*   /B/RI,PA,E(5),PKP
*   /C/A1,A2,G(4)
*   /D/D(10),CONSTS,CONSTI
*   /E/B(10,10)
*   /O/M,N
DIMENSION B1(8,4),D1(6),G1(5),E1(5)
DATA B1/3.66665152,-5.2462247,4.39857440,.29127507,
*0.,4.68849357,0.,2.26127320,-10.3600870,12.6373640,
*-15.6830770,.658969983,0.,-7.4479789,0.,0.,8.07707623,
*-5.03431236,10.5818361,0.,0.,0.,0.,-3.87451221,
*0.,0.,0.,0.,0.,0./
DATA D1/0.235330,.140050,.687033,-0.627135,.229319,-0.0319093/
DATA E1/-4.,3.3,.3,.2,.2/,G1/-.7,.3,.2,.2,0./
DO 5 I=1,10
DO 5 J=1,10
B(J,I)=0.
5 CONTINUE
DO 7 I=1,10
7 D(I)=0.
DO 1 I=1,4
DO 1 J=1,8
B(J,I)=B1(J,I)
1 CONTINUE
DO 2 I=1,6
2 D(I)=D1(I)
DO 3 I=1,5
E(I)=E1(I)
3 G(I)=G1(I)
PA=-.1644
RI=6.7964

```

```

A1=1.4892
A2=0.2865
PKP=49.9
TKP1=369.28
R=0.09616
ROKP1=0.5372
M=4
N=8
CONSTI=0.
CONSTS=0.
T=273.15
RO=0.0213
CALL IROT(RO,T,EE)
CONSTI=704.28-EE
CALL SROT(RO,T,S)
CONSTS=1.7479-S
WRITE (6,10)
10 FORMAT(' '//',5X,'*** ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГЕНТ R22 ***//')
RETURN
END

```

C

C***** R717 *****

C ПОДПРОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
C КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА
C ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ R717

C

C*****

```

SUBROUTINE R717
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/A/TKP1,R,ROKP1
* /B/RI,PA,E(5),PKP
* /C/A1,A2,G(4)
* /D/D(10),CONSTS,CONSTI
* /E/B(10,10)
* /O/M,N
DIMENSION B1(7,4),D1(6),E1(5),G1(5)
DATA B1/4.535640,-12.0457647,118.985614,-109.451026,
*-1095.97522,3436.96088,-4151.8895,
*-14.6817,74.4227631,-629.351137,2106.02214,
*-2799.47726,1525.29115,-839.346672,
*13.5886,-95.9087499,557.606974,-1785.21688,
*2461.60212,-943.536139,0.,

```

```

*-9.91264,50.8152618,-70.9903655,0.,
*0.,0.,0./
DATA D1/1.7262,-1.447,2.5387,-1.2409,0.21857,0./,
* E1/-4.,3.3,3.,2.,2/,
* G1/-7.,3.,2.,2,0./
DO 5 I=1,10
DO 5 J=1,10
B(J,I)=0.
5 CONTINUE
DO 7 I=1,10
7 D(I)=0.
DO 1 I=1,4
DO 1 J=1,7
B(J,I)=B1(J,I)
1 CONTINUE
DO 2 I=1,4
2 D(I)=D1(I)
DO 3 I=1,5
E(I)=E1(I)
3 G(I)=G1(I)
PA=-.3958
RI=7.0284
A1=1.6839
A2=0.3859
PKP=113.97
TKP1=405.55
R=0.48816
ROKP1=0.235
M=4
N=7
CONSTI=0.
CONSTS=0.
T=313.15
RO=1.D-03/0.3424
CALL IROT(RO,T,EE)
CONSTI=1758.4-EE-1.3
CALL SROT(RO,T,S)
CONSTS=8.95-S
WRITE (6,10)
10 FORMAT(' '// ' ,5X,'*** ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГЕНТ R717 ***'//)
RETURN
END

```

Приложение 2

Поршневые компрессоры российского производства [5]

№	Конструктивные параметры компрессора							
	Тип, (ход поршня, мм)	Расположение цилиндров	Кол-во цилиндров	Частота вращения, с ⁻¹	Марка	Диаметр цилиндра,	Объем, опираемый поршнями, × 10 ² , м ³ /с	
1	Непрямоточный герметичный (32)	Горизонтальное	2	48	ПГ5	42	0,411	
			3		ПГ7		0,616	
			4		ПГ10		0,822	
2	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (65 и 45)	Вертикальное	1	24	ПБ5	67,5	0,385	
			1		ПБ7		0,555	
			2		ПБ10		0,77	
		V - образное	2	24	ПБ14	67,5	1,11	
			2		П14		1,11	
			4		ПБ20		1,54	
			4		П20		1,54	
			4		ПБ28		2,22	
			4		П28		2,22	
3	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (66)	V – образное	4	24	ПБ40	76	2,89	
			4		П40		2,89	
		W – образное	6	24	ПБ60	76	4,33	
			6		П60		4,33	
		VV – образное	8	24	ПБ80	76	5,78	
			8		П80		5,78	
4	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (82)	V – образное	4	24	ПБ110	115	8,35	
			4		П110		8,35	
		W – образное	6	24	ПБ165	115	12,5	
			6		П165		12,5	
		VV – образное	8	24	ПБ220	115	16,7	
			8		П220		16,7	
5	Непрямоточный герметичный (40)	Горизонтальное	2	24	ФГ2,8	50	0,38	
			4		ФГ5,6		0,76	
			2		2ФВБС4		67,5	0,57
		Вертикальное	2	24	ФВ6	67,5	0,855	
			2		2ФВБС6		67,5	0,855
			2		24		67,5	0,855
6	Непрямоточный бессальниковый и сальниковый (50)	V – образное	4	16	2ФУБС9	67,5	1,14	
			4		ФУ12		67,5	1,71
			4		2ФУБС12		67,5	1,71
		VV – образное	8	16	2ФУУБС18	67,5	2,28	
			8		ФУУ25		67,5	3,42
			8		2ФУУБС25		67,5	3,42

Продолжение приложения 2

№	Конструктивные параметры компрессора						
	Тип, (ход поршня, мм)	Расположение Цилиндров	Кол-во цилиндров	Частота вращения, с ⁻¹	Марка	Диаметр цилиндра, мм	Объем, опираемый поршнями, × 10 ² , м ³ /с
7	Непрямоточный фреоновый и прямоточный аммиачный (70)	Вертикальное	2	24	ФВ20	101,6	2,72
			2	24	АВ22	82	1,79
		V – образное	4	24	ФУ40	101,6	5,44
			4	24	АУ45	82	3,58
		VV – образное	8	24	ФУУ80	101,6	10,88
			8	24	АУУ90	82	7,16
8	Прямоточный сальниковый (130)	Вертикальное	2	16	АВ100	150	7,35
		V – образное	4	16	АУ200	150	14,7
		VV – образное	8	16	АУУ400	150	29,4
9	Прямоточный сальниковый, крейцкопфный (220)	Оппозитное	2	8,35	АО600	280	440
			4	8,35	АО1200	280	880

Приложение 3

Поршневые компрессоры фирмы BITZER [7]

№	Тип, марка	Теоретическая Объемная производи- тельность, V_T , м ³ /час	Частота вращения вала, об/мин	Тип
1	W4PA	47,1	1450	Непрямоточный сальниковый
2	W4NA	56,1	1450	Непрямоточный сальниковый
3	W4HA	73,6	1450	Непрямоточный сальниковый
4	W4GA	84,5	1450	Непрямоточный сальниковый
5	2T.2	19,68	1450	Непрямоточный сальниковый
6	2N.2	28,0	1450	Непрямоточный сальниковый
7	4T.2	39,36	1450	Непрямоточный сальниковый
8	4P.2	56,1	1450	Непрямоточный сальниковый
9	4N.2	56,1	1450	Непрямоточный сальниковый
10	4H.2	73,6	1450	Непрямоточный сальниковый
11	4G.2	84,5	1450	Непрямоточный сальниковый
12	6H.2	110,5	1450	Непрямоточный сальниковый
13	6G.2	126,8	1450	Непрямоточный сальниковый
14	2HC-1.2Y	6,51	1450	Непрямоточный сальниковый
15	2GC-2.2Y	7,58	1450	Непрямоточный сальниковый
16	2FC-2.2Y	9,54	1450	Непрямоточный сальниковый
17	2EC-3.2Y	11,4	1450	Непрямоточный сальниковый

Продолжение приложения 3

18	2DC-2.2-40P	13,42	1450	Непрямоточный сальниковый
19	2CC-4.2-40S	16,24	1450	Непрямоточный бессальниковый
20	4EC-4.2Y-40S	22,72	1450	Непрямоточный бессальниковый
21	4T-8.2-40P	39,36	1450	Непрямоточный бессальниковый
22	4TCS-8.2Y-40P	41,33	1450	Непрямоточный бессальниковый
23	4NCS-12.2-40P	56,25	1450	Непрямоточный бессальниковый
24	4J-13.2Y-40P	63,5	1450	Непрямоточный бессальниковый
25	4H-15.2Y	73,7	1450	Непрямоточный бессальниковый
26	4G-20.2Y	84,6	1450	Непрямоточный бессальниковый
27	6G-22.2Y	95,3	1450	Непрямоточный бессальниковый
28	6H-25.2Y	110,5	1450	Непрямоточный бессальниковый
29	6G-30.2Y	126,8	1450	Непрямоточный бессальниковый
30	6F-40.2Y	151,6	1450	Непрямоточный бессальниковый

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. Принципиальная схема и цикл одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины с внутренней регенерацией теплоты	5
2. Расчет термодинамических свойств рабочих веществ	6
3. Расчет энергетической эффективности циклов парокомпрессорной холодильной машины с регенеративным теплообменником.....	7
4. Анализ результатов расчета энергетической эффективности циклов одноступенчатой парокомпрессорной холодильной машины.....	12
5. Определение исходных данных к контрольной работе.....	14
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	15
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	16

Миссия университета – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

КАФЕДРА ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Современная цивилизация не может существовать и развиваться без техники низких температур. Кафедра холодильной техники и возобновляемой энергетики одна из старейших кафедр университета. Кафедра выпускает бакалавров и магистров по направлению «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», «Холодильная техника и технологии», «Промышленные холодильные системы и тепловые насосы». При кафедре имеется аспирантура. Основное направление работы кафедры – научно-исследовательские и проектные работы, направленные на совершенствование систем производства и использования холода в различных областях народного хозяйства. Кафедра проводит научно-исследовательские работы и в области низкопотенциальной энергетики – использования вторичных энергетических ресурсов. Абсорбционные теплоиспользующие преобразователи теплоты широко применяются в системах кондиционирования воздуха, установках совместного получения холода и теплоты в тепловых насосах.

Носков Анатолий Николаевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ
ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА РАЗЛИЧНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО.
Зав. РИО Н.Ф. Гусарова
Подписано к печати
Заказ №
Тираж 40 экз.
Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д.49