

Второе  
175

И

проф. Гуляку И.В.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

УДК 621.564.25

ЛОМОВЦЕВ Борис Андреевич

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА СМЕСИ  
R12/R13B18 В СИСТЕМАХ ОТВОДА ТЕПЛОТНОГО ТЕЛА

Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты холодильной и  
криогенной техники и систем кондиционирования

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Одесса - 1984

Работа выполнена в Одесском технологическом институте  
холодильной промышленности

Научный руководитель - к.т.н., доцент А.П.Кузнецов

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор В.Ф.Чайковский;  
кандидат технических наук,  
с.н.с. В.М.Колесник

Ведущая организация: Сибирский филиал НПО "Техэнергохимпром"

Защита диссертации состоится "13" декабря 1984г.  
в 11.00 часов на заседании специализированного совета  
№.068.27.01 Одесского технологического института холодильной  
промышленности по адресу: 270000, г.Одесса, ул. Петра Великого,  
1/3, ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИХП.

Автореферат разослан "12" ноября 1984г.

секретарь

совета

Р.К.Никольшин

- 3 -

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

xv1254  
ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ  
ОТРАСЛИ  
БИБЛИОТЕКА

Актуальность темы. Успешное решение Продовольственной программы СССР, одобренной майским (1982г.) Пленумом ЦК КПСС, может быть обеспечена при ускорении научно-технического прогресса, высокоэффективном использовании производственного потенциала, дальнейшем укреплении материально-технической базы сельского хозяйства и всех обслуживающих его отраслей, экономном расходовании материальных и финансовых ресурсов. Выполнение Продовольственной программы связано с расширением использования холодильного оборудования, созданного на основе научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок последних лет.

Внедрение холода в ряд отраслей промышленности (химическую, нефтеперерабатывающую, газовую и др.) способствует интенсификации технологических процессов, улучшению качества и объема выпускаемой продукции, повышению рентабельности предприятий. Используемые при этом установки отвода тепла на уровне температур охлаждения 273...293К не всегда отвечают условиям эксплуатации. Заметное влияние на эффективность их работы оказывают колебания температуры окружающей среды, переменная тепловая нагрузка и др. Как показывают исследования, наиболее экономичными и перспективными могут оказаться парокompрессионные холодильные машины на смесях рабочих веществ с регулируемым составом.

Цель и задачи исследования. Целью данной работы является разработка и исследование холодильной машины для системы отвода тепла технологических процессов химических предприятий, работающей на уровне температур кипения 273...293К и конденсации 313...353К.

Основные задачи, решаемые в работе, - обоснование выбора рабочего вещества; анализ и разработка новой системы отвода тепла, экспериментальное исследование холодильной машины на неазеотропных смесях R12/RC318 в заданных температурных условиях; теоретическое исследование работы холодильной машины с центробежным компрессором на смеси R12/RC318; разработка методик определения основных параметров и характеристик холодильной машины при изменении составов этой смеси и условий работы центробежного компрессора  $N_i = \text{const}$  или  $M_{wi} = \text{const}$ .

Научная новизна. Впервые проведены исследования холодильных машин на неазеотропных взаиморастворимых смесях R12/RC318. Разре

ботаны методики регулирования параметров и характеристик холодильной машины с центробежным компрессором путем изменения состава смеси рабочего вещества.

Основные научные положения, новизна которых защищается автором:

1. Применение в холодильных машинах бинарных смесей определенных составов со значительно отличающимися удельными объемами компонентов, приводит по сравнению с исходными веществами к улучшению основных энергетических характеристик.
2. Степень повышения давления в центробежном компрессоре при постоянных значениях  $\varphi_{r2}$  и  $M_{w1}$  и неизменной геометрии проточной части для любой неазеотропной взаиморастворимой смеси рабочих веществ, в диапазоне близких значений показателя адиабаты ( $K$ ) и газовой постоянной ( $R$ ), зависит от температуры пара на всасывании ( $T_{вс}$ ).

Кроме этого, автор защищает установку отвода тепла от объекта.

Основные результаты работы:

1. Разработана установка отвода тепла технологических процессов химических предприятий для работы на чистых веществах и их азеотропных и неазеотропных смесях (а.с. №1002752, 1983г.).
2. Экспериментально исследована холодильная машина системы отвода тепла, работающая по различным жемам и подтверждена ее работоспособность.
3. Составы неазеотропной взаиморастворимой смеси R12/R134a в холодильной машине изменялись при помощи ректификационного блока разделения без остановки машины.
4. Разработаны методики расчета и определения основных параметров и характеристик биагентных холодильных машин с центробежными компрессорами с постоянной геометрией проточной части при фиксированных значениях  $N_i = \text{const}$  или  $M_{w1} = \text{const}$ .
5. Разработаны номограммы  $Q_0 - T_K$ , с помощью которых можно прогнозировать и выбирать наиболее рациональные режимы работы холодильной машины с центробежным компрессором в условиях изменяющейся тепловой нагрузки и температуры окружающей среды, варьируя составом  $\xi$  рабочей смеси R12/R134a, температурами  $T_0$ ,  $T_K$ .

$\Delta T_{пр}$  и холодопроизводительностью  $Q_0$ .

Практическая ценность. Предложенная автором и экспериментально исследованная установка отвода тепла может использоваться в химической, нефтеперерабатывающей, газовой и др. отраслях

промышленности. Регулирование параметров и характеристик установки можно осуществлять путем изменения состава рабочей смеси с помощью ректификационной колонны без остановки, что особенно важно в условиях непрерывного технологического процесса. Определены наиболее рациональные диапазоны составов смеси R12/R134a для различных условий эксплуатации при высоких энергетических показателях холодильной машины.

Результаты проведенных исследований внедрены в Сибирском филиале НПО "Техэнергохимпром" и включены в проект реконструкции установки для охлаждения аммонизированного рассола при производстве кальцинированной соды на Стерлитамакском ПО "Сода". Экономический эффект от внедрения разработанной установки составит 90 тыс.руб/год. Отдельные результаты работы использованы в НИИТ-КРИОГЕНМАШе (г.Одесса) при создании систем разделения воздуха методами глубокого охлаждения.

Сведения об апробации. Результаты работы докладывались на Всесоюзной науч.-техн. конфер. "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха", г.Ташкент, 1977г.; на II-ой Всесоюзной науч.-техн. конфер. по холодильному машиностроению, г.Мелитополь, 1978г.; на Всесоюзной науч.-техн. конфер. "Проблемы использования вторичных энергоресурсов химических предприятий для получения холода, тепла и электроэнергии", г.Ленинград, 1979г.; на III-ей Всесоюзной науч.-техн. конфер. по холодильному машиностроению, г.Одесса, 1982г.; на 44...53-ей науч.-техн. конференциях ОТИХП.

Объем и структура работы. Диссертация изложена на 203 страницах машинописного текста, включая 51 рисунок, 14 таблиц и состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и 208 названий (из них 43 зарубежных) и приложения на 36 страницах.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении освещена актуальность работы, сформулированы цели и задачи исследования, вытекающие из современного состояния вопроса, изложены научные положения, новизна, основные результаты работы и ее практическая ценность.

В первой главе проведен анализ систем отвода тепла технологических процессов с использованием холодильных машин. Рассмотрены различные типы холодильных машин и установок. При этом от-

мечено, что для охлаждения потоков теплоносителей на уровне температур 273...293К наибольшее распространение получили системы: воздушного охлаждения с "мокрыми" или "сухими" градирнями, с абсорбционными, пароводяными эжекторными и с парокомпрессионными холодильными машинами. Однако, система воздушного охлаждения эффективна в теплонеприжатых районах лишь в зимний период. На работу абсорбционных холодильных машин существенное влияние оказывает колебание температуры окружающей среды и они эффективны при наличии бросового тепла. Пароводяные эжекторные холодильные машины недостаточно надежны в работе и имеют низкую термодинамическую эффективность. Парокомпрессионные холодильные машины большей производительности при реализации циклов с высокими температурами конденсации и кипения имеют недопустимо большие давления в системах, что способствует ускорению коррозионного и механического износов аппаратов, машин и коммуникаций, или, при более низком давлении в системе, - узкий диапазон регулирования холодо- и теплопроизводительности.

Автором разработана установка отвода тепла, в которой применение регификационного блока позволяет реализовать двухкольцевой цикл, а также регулировать состав неазеотропной взаиморастворимой смеси.

В данной работе проведен анализ смесей рабочих веществ пригодных для использования в холодильных машинах, установках кондиционирования воздуха, тепловых насосах и др., реализующих циклы с высокими температурами кипения ( $T_0$ ) и конденсации ( $T_K$ ). Анализировались наиболее перспективные смеси рабочих веществ, исследованных или предлагаемых для заданных условий эксплуатации. Были рассчитаны циклы холодильной машины в диапазоне  $T_0 = 268...293K$  и  $T_K = 313...363K$ . При этом определялись основные энергетические, эксплуатационные, конструктивные характеристики и параметры холодильной машины и центробежного компрессора. В таблице представлены результаты расчетов при  $T_0 = 288K$  и  $T_K = 343K$  ( $Q_0 = 4МВт$ ), из которой видно, что неазеотропная взаиморастворимая смесь R12/RC318 обладает рядом отличительных положительных качеств. В интервале массовых составов (15...90/85...10) по сравнению с другими веществами имеет наиболее высокие энергетические характеристики: минимальная работа сжатия  $l$ , высокие значения  $q_v''$  и  $q_v''/l$ , что уменьшает весогабаритные показатели компрессора, а также хорошие эксплуатационные характеристики. Кроме того, эта смесь является нетоксичной, взрывобезопасной,

Таблица

Основные характеристики холодильных машин (при  $T_0 = 288K$ ,  $T_K = 343K$ ,  $Q_0 = 4МВт$ )

Х а р а к т е р и с т и к и	R12/R142		R12/R14		R22/R14		R13B/R14		R14/R21		R12/R13		R12/RC318		R12/RC318		R12/RC318	
	20/80	20/80	20/80	20/80	20/80	20/80	75/25	30/70	20/80	20/80	20/80	40/60	60/40	80/20				
Давления кипения $P_0$ , МПа	: 0,288	0,240	0,361	0,398	0,141	0,212	0,161	0,308	0,370	0,422	0,465							
Давление конденсации, $P_K$ , МПа	: 1,263	1,059	1,497	1,590	0,724	0,902	0,688	1,319	1,512	1,673	1,804							
Уд.объемн.холодопр-сть $q_v''$ , кДж/м <sup>3</sup>	: 1590	1008	1097	918	926	701	160	1324	1537	1788	2125							
Отн.объемн.холодопр-сть $q_v''/l$ , кг/м <sup>3</sup>	: 46,5	42,7	43,2	39,6	33,1	23,0	10,7	67,9	74,6	82,0	92,4							
Холодильный коэффициент $\epsilon$	: 3,70	3,52	3,50	3,05	3,77	3,95	3,80	3,40	3,48	3,52	3,63							
Эксергетический к.п.д. $\eta_{ex}$	: 0,144	0,135	0,135	0,118	0,145	0,152	0,147	0,135	0,135	0,137	0,140							
Отношение давлений $P_K/P_0$	: 4,40	4,42	4,16	4,00	5,13	4,26	4,28	4,27	4,08	3,97	3,88							
Разность давлений $P_K - P_0$ , МПа	: 0,975	0,819	1,136	1,192	0,583	0,690	0,527	1,011	1,142	1,251	1,359							
Объемная производит-сть $V$ , м <sup>3</sup> /с	: 2,518	3,968	3,647	4,356	4,319	5,711	24,99	3,022	2,603	2,237	1,883							
Индикаторная мощность $N_i$ , кВт	: 1370	1463	1450	1669	1359	1296	1340	1496	1464	1450	1403							
Молекулярная масса $M$	: 104,0	157,9	143,0	166,0	146,7	132,0	168,8	176,9	158,6	143,6	131,3							
Диаметр колеса на выходе $D_2$ , м	: 0,440	0,604	0,568	0,636	0,604	0,680	0,680	0,552	0,507	0,463	0,423							
Частота вращения вала $n$ , об/мин	: 7674	4687	5151	4388	5090	4711	1316	4616	5177	5845	6564							
Критерий $M_w$	: 0,794	0,803	0,797	0,826	0,850	0,852	0,670	0,777	0,756	0,743	0,731							

имеет низкие давления конденсации и температуры перегрева, физиологически безвредная с высоким ЦДК и низким  $\kappa_{\text{то}}$ , с высокой химической, термической стабильностью и др.

Автором были проведены технико-экономические сопоставления разработанной на базе компрессора АТПБ-5/3 установки на смеси R12/RC318(80/20) с системой воздушного охлаждения; с абсорбционными холодильными машинами АБХМ-2500; с холодильными машинами ТХМВ-2000-2П - на примере охлаждения технологической воды от 297...300К до 285...288К ( $Q_0 = 216,2 \text{ ГДж/год}$ ) для содового завода. Анализ полных удельных приведенных затрат на выработку ГДж/час холода показал преимущества разработанной установки. Затраты снизились по сравнению с системой воздушного охлаждения на 6,9%, в сравнении с абсорбционными машинами на 5,2%, а по сравнению со станцией с ТХМВ-2000-2П - на 19,3%.

Во второй главе представлены экспериментальная установка отвода тепла и результаты ее исследования на смеси R12/RC318 в полном диапазоне составов при реализации различных циклов (рис.1). При этом определялись энергетические, эксплуатационные, объемные и другие характеристики.

При проведении исследований выход на заданный угановившийся режим контролировался электронным мостом МСРМ-12Т. Измерение холодопроизводительности осуществляли калориметрическим способом. Расходы жидкостей измеряли расходомерами. На линиях и аппаратах предусматривался отбор микропроб для анализа состава смеси. Температуру измеряли медь-константановыми термопарами, а давление - образцовыми манометрами и вакууметрами типа МО и ВО (класс 0,4). Мощность электродвигателей и холодопроизводительность измеряли комплектом К-50. Частота вращения вала компрессора измерялась стробоскопом СТ-32.

Испытания проводили на чистых агентах R12 и RC318 и их смесях следующих составов:  $\xi_{\text{RC318}} = 0,1936, 0,3680, 0,6096, 0,8349$  кг/кг, при температурах кипения  $T_0^H = 253...288\text{К}$  и конденсации  $T_K^H = 313...343\text{К}$ . Установка работала по схемам:

- 1) холодильной машины с одноступенчатым сжатием (конденсация смеси внутри труб и на трубах);
- 2) двухступенчатой холодильной машины (конденсация внутри труб);
- 3) одноступенчатой холодильной машины с разделением смеси в ректификационной колонне ( $T_0 = 278\text{К}$ ,  $T_K = 333\text{К}$ ,  $\xi_{\text{RC318}} = 0,8052, 0,7000, 0,5713, 0,3986$  кг/кг) и использованием соответствующих фракций в двух контурах - высокотемпературном и низкотемпературном.

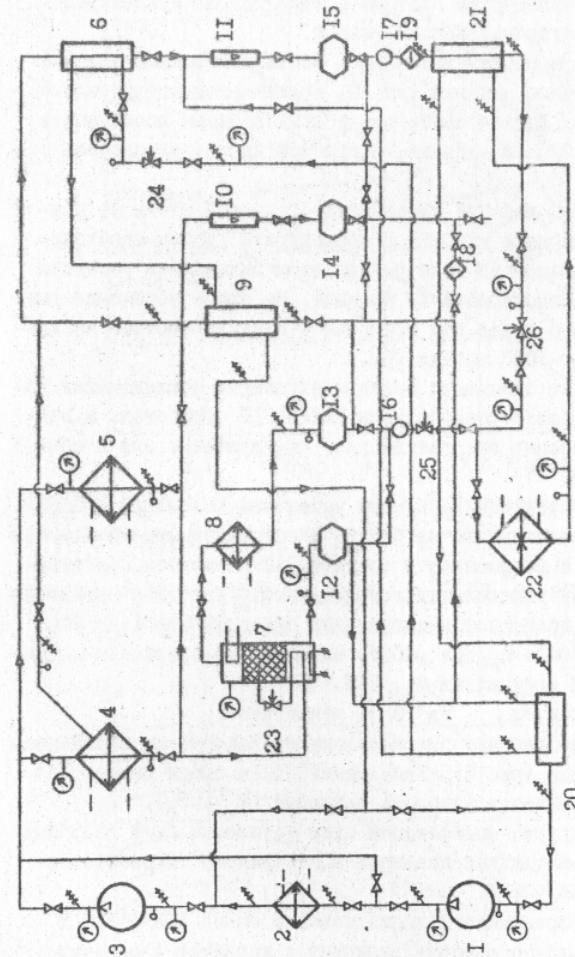


Рис.1 Принципиальная схема экспериментальной установки

1-компрессор I-ой ступени, 2-промежуточный холодильник, 3-компрессор II-ой ступени, 4-конденсатор с конденсацией на трубах, 5-конденсатор с конденсацией внутри труб, 6-конденсатор-испаритель, 7-ректификационная колонна, 8-конденсатор, 9, 10, 11-теплообменники, 10, 11-расходомеры, 12-15-резервуары, 16, 17-смогровые стекла, 18, 19-фильтры, 20, 21-насосы, 22-испаритель, 23-26-регулирующие

По первой схеме установка работала с компрессором I, парожидкостным регенеративным теплообменником 2I, обеспечивающим перегрев паров на всасывании в компрессор на 17...22 град., конденсатором 4 (5), регентилем 26 и испарителем 22.

По схеме с двухступенчатым сжатием дополнительно применялся компрессор 3 и промежуточный холодильник 2.

По третьей схеме в работу включалась ректификационная колонна 7, регенеративные теплообменники 9 и 20, конденсатор-испаритель 6 и регентили 23 и 24. Жидкая смесь после конденсатора вводилась в колонну 7 на высоте 2/3 ее насадки. В кубовую часть подводилось тепло ректификации.

Изменение составов рабочей смеси осуществлялось путем ее разделения в ректификационной колонне с последующим вводом необходимой фракции в циркуляционный контур. При этом включались ресиверы высококипящей I2 и низкокипящей I3 фракций. На схеме установки указаны точки отбора проб смеси для контроля и анализа состава на хроматографе серии "Цвет-100" модели IO2.

В третьей главе на основании экспериментальных исследований холодильных машин на неазеотропной смеси RI2/RC318 обработаны и проанализированы их основные энергетические, эксплуатационные и объемные характеристики.

Изменение холодопроизводительности установки (схема I) в зависимости от  $\xi$  и  $T_0$  представлено на рис.2. В области  $\xi_{RC318} \approx 0,1 \dots 0,2$  кг/кг темп роста  $Q_0$  с повышением в составе RI2 снижается. Действительный электрический холодильный коэффициент  $\epsilon_{эл}$  растет с повышением состава по RI2 и достигает максимальных значений при  $\xi_{RC318} \approx 0,2$  кг/кг (рис.3). Повышение  $\epsilon_{эл}$  при работе на смеси по сравнению с чистым RI2 при  $T_K = 333K$  составляет 8...20%.

Характер изменения  $G_d$ ,  $V_d$  и  $\Lambda$  аналогичен.

Изменение состава рабочей смеси оказывает влияние на эксплуатационные характеристики (рис.2). Увеличение RI2 в смеси снижает отношение  $P_K/P_0$  и увеличивает разность давлений  $(P_K - P_0)$ .

При реализации других модификаций схем установки были получены аналогичные экспериментальные данные и подтверждена их работоспособность на смеси RI2/RC318.

Для определения возможности использования смеси RI2/RC318 в промышленности необходимо оценить величину и характер изменения коэффициентов теплопередачи аппаратов, что позволит в реальных условиях определить их теплопередающие поверхности и условия эксплуатации установки в целом. На основании обработки экспериментальных данных были определены коэффициенты теплопередачи конденсаторов и

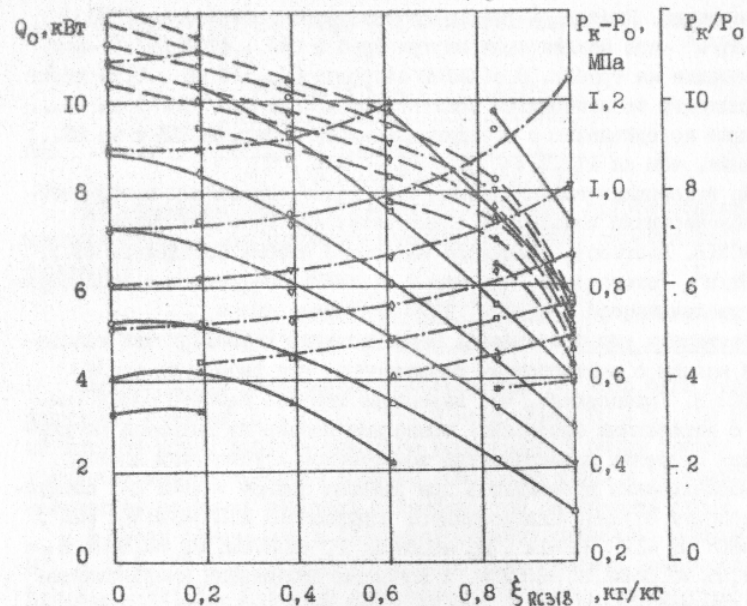


Рис.2 Изменение  $Q_0$ ,  $(P_K - P_0)$  и  $(P_K/P_0)$  в одноступенчатой машине в зависимости от  $T_0$  и  $\xi$  при  $T_K = 333K$

—  $Q_0$ , - - -  $(P_K - P_0)$ , - · -  $(P_K/P_0)$ ;  
 ■  $T_0 = 253K$ , ▲  $258K$ , ○  $263K$ , ▽  $268K$ , ◇  $273K$ , □  $278K$ ,  
 △  $283K$ , ●  $288K$

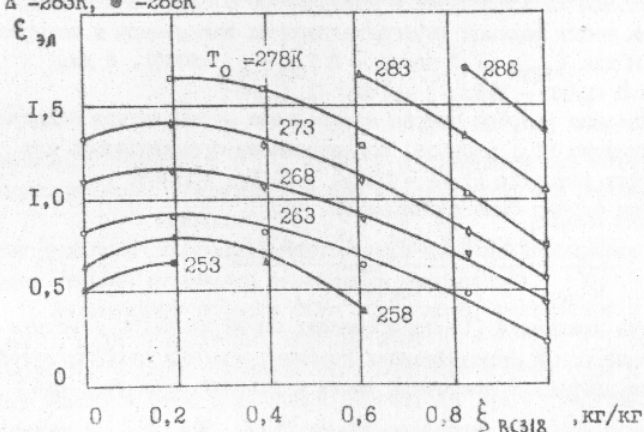


Рис.3 Изменение действительного электрического холодильного коэффициента в зависимости от  $T_0$  и  $\xi$  при  $T_K = 333K$

и испарителя. Плотность удельного теплового потока была 1790... 8764 Вт/м<sup>2</sup> -при конденсации внутри труб и 696...4793 Вт/м<sup>2</sup> -при конденсации на трубах. В области составов  $\xi_{RC318} \approx 0,65...0,75$  кг/кг коэффициенты теплопередачи конденсаторов (при  $q_F = \text{const}$ ) на 25... 37% ниже по сравнению с коэффициентами на чистом RC318 и на 35... 44% ниже, чем на RI2.

По экспериментальным данным были также определены коэффициенты теплопередачи испарителя с внутритрубным кипением смеси RI2/RC318. Плотность удельного теплового потока составляла 45... 414 Вт/м<sup>2</sup>. Установлено, что при  $q_F = \text{const}$  коэффициенты теплопередачи увеличиваются с ростом RI2 в составе смеси.

Четвертая глава посвящена регулированию характеристик холодильной машины с центробежным компрессором при работе на смеси RI2/RC318. Установлено, что изменение состава рабочей смеси (наряду с известными способами) позволяет расширить диапазон регулирования основных характеристик компрессора и установки в целом.

Исследования проводились при решении прямой задачи для следующих условий ступени центробежного компрессора АТПБ-5/3:  $\beta_{Л1} = 32^\circ$ ,  $\beta_{Л2} = 60^\circ$ ,  $\theta = 12^\circ$ ,  $Z = 14$ ,  $D_0 = 0,348\text{м}$ ,  $D_1 = 0,370\text{м}$ ,  $D_2 = 0,600\text{м}$ ,  $\lambda_D = 0,617$ ,  $b_1 = 0,058\text{м}$ ,  $b_2 = 0,023\text{м}$ . В качестве постоянных коэффициентов были приняты:  $k_C = 1,20$ ,  $\psi_{r2} = 0,24$ ,  $\xi_B = 0,40$ ,  $\eta_{ад} = 0,78$ ,  $\eta_{пол} = 0,80$ ,  $K_{v0} = 0,97$ ,  $K_{v1} \approx 1,0$ ,  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) = 1,04$ ,  $T_1 = 0,90$ ,  $T_2 = 0,94$ .

Так как RC318 и некоторые его смеси с другими агентами имеют положительную теплоемкость на правой пограничной кривой, то при фиксированных температурах кипения ( $T_0$ ) необходимо было правильно выбрать условия на всасывании в компрессор. В связи с этим были установлены шесть режимов перегрева пара на всасывании в компрессор, причем для  $\xi_{RC318} = 1,0$  кг/кг -  $\Delta T_{пт(I-6)} = \text{max}$ , а для  $\xi_{RC318} = 0,0$  кг/кг -  $\Delta T_{пт(I-6)} = 0$ .

По найденным работам сжатия компрессора определялись температуры конденсации ( $T_K$ ) в цикле. Моделирование производилось для двух принятых условий: 1)  $N_i = \text{const}$ , 2)  $M_{w1} = \text{const}$ .

В первом случае было установлено, что

$$\frac{V_n}{\sqrt{t_d}} = \frac{24,335 \lambda_D \text{tg} \beta_{Л1} D_0^2 (1 - \xi_B^2) K_{v0}}{k_C \sqrt{\chi \psi}} \quad (I)$$

Правая часть уравнения (I) представляет собой комплекс конструктивных параметров и фиксированных газодинамических коэффициентов, который для выбранной проточной части и условий моделирования

имеет определенную величину. При этом действительная работа

$$t_d = F (v_{вс})^{2/3}, \text{ кДж/кг}, \quad (2)$$

где 
$$F = \sqrt[3]{\frac{\chi \psi}{10^3} \left( \frac{4,08 N_i k_C}{\pi \lambda_D \text{tg} \beta_{Л1} D_0^2 (1 - \xi_B^2) K_{v0}} \right)^2} \quad (3)$$

По указанным зависимостям были найдены другие основные характеристики. Холодопроизводительность машины определялась из выражения

$$Q_0 = 8,4 q_0 \sqrt[3]{N_i \left( \frac{\lambda_D \text{tg} \beta_{Л1} D_0^2 (1 - \xi_B^2) K_{v0}}{v_{вс} k_C \sqrt{\chi \psi}} \right)^2}, \text{ кВт}. \quad (4)$$

На основании проведенных расчетов для  $N_i = 965,5 \text{кВт}$  были построены графики  $Y = f(\xi, T_0)$  и номограмма  $Q_0 - T_K$ , при помощи которой можно выбрать наиболее рациональный режим работы холодильной машины и состав рабочей смеси RI2/RC318 в условиях изменяющейся тепловой нагрузки и температуры окружающей среды.

В связи с тем, что в расчетной области оказались режимы с  $M_{w1} > 0,9$ , было проведено моделирование работы компрессора при  $M_{w1} = \text{const}$ . При этом действительная работа определялась из выражения

$$t_d = \left( \frac{M_{w1} T_1 D_2 \cos \beta_{Л1}}{k_D D_0} \right)^2 \frac{\chi \psi k_C Z R T_{вс}}{10^3}, \text{ кДж/кг} \quad (5)$$

Представленное выражение можно привести к виду

$$t_d = A f(k, R, T_{вс}), \quad (6)$$

где 
$$A = \left( \frac{M_{w1} T_1 D_2 \cos \beta_{Л1}}{k_D D_0} \right)^2 \frac{\chi \psi Z}{10^3} \quad (7)$$

Параметры указанные в (7) приняты постоянными или колеблющимися в незначительных пределах. Отсюда следует, что при фиксированных значениях  $\xi$ ,  $k$  и  $R$  работа сжатия зависит только от изменения температуры пара на всасывании и определяет степень повышения давления в компрессоре.

Аналогичным образом были определены, рассчитаны и представлены в виде графических зависимостей  $Y = f(\xi, T_0)$  основные параметры и характеристики центробежного компрессора и холодильной машины в зоне устойчивой работы. На рис.4 представлена номограмма  $Q_0 - T_K$  ( $M_{w1} = 0,9$ ), предназначенная для выбора наиболее

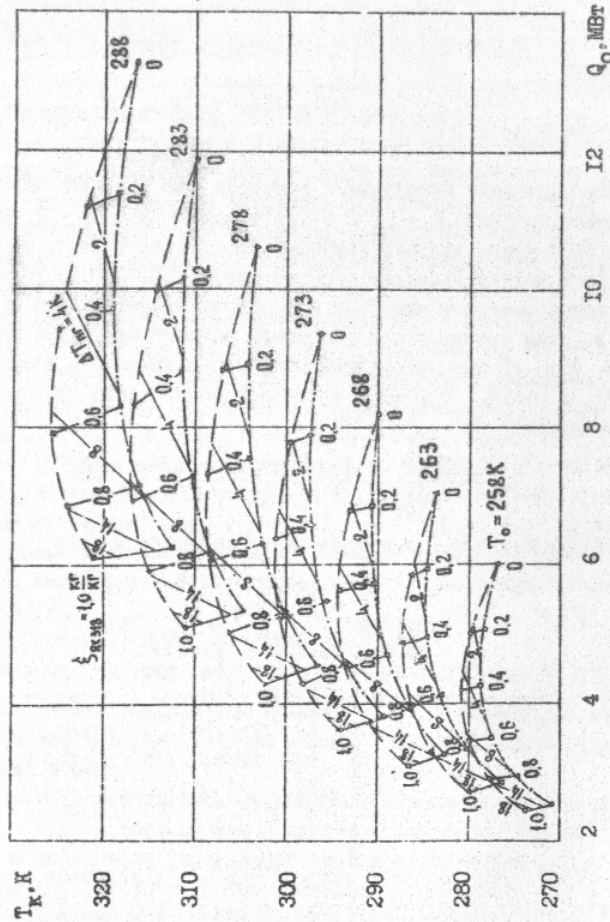


Рис. 4 Номограмма  $Q_0 - T_k$  ( $M_{w1} = 0,9$ )

рациональных режимов работы установки на неазеотропной смеси RI2/RC318.

### ВЫВОДЫ

1. Анализ термодинамических и эксплуатационных свойств рабочих веществ для холодильных машин с высокими температурами кипения и конденсации показал, что наиболее эффективной является неазеотропная взаиморастворимая смесь RI2/RC318.

2. Экспериментально подтверждена работоспособность установки (авт. св. №1002752) на неазеотропной смеси RI2/RC318 по одно- и двухкольцевым схемам.

3. Проведенные исследования смеси RI2/RC318 в холодильной машине показали ее хорошую термическую и химическую стабильность и высокие эксплуатационные характеристики. Фазовые превращения в испарителе и конденсаторе протекали без залегания фракций, пульсации, пенообразования и др., что подтверждает возможность применения серийных аппаратов и расширение границ использования машин.

4. Экспериментально подтверждено наличие максимума основных энергетических и объемных характеристик ( $\xi_{зд}$ ,  $G_d$ ,  $V_d$  и  $\lambda$ ) холодильной машины при работе на смеси RI2/RC318 состава (80/20).

5. Коэффициенты теплопередачи конденсаторов при работе на смеси RI2/RC318 (при  $q_F = const$ ) имеют минимум в диапазоне концентраций  $\xi_{RC318} \approx 0,65 \dots 0,75$  кг/кг.

6. В разработанной установке применен ректификационный блок разделения, который позволял без остановки машины с достаточной точностью и надежностью изменять состав рабочей смеси.

7. Разработаны методики определения основных параметров и характеристик холодильной машины с центробежным компрессором при работе на неазеотропных смесях при  $M_{w1} = const$  ( $N_i = const$ ) и на их основе для RI2/RC318 построены номограммы  $Q_0 - T_k$  для выбора рационального режима работы установки в условиях изменяющейся тепловой нагрузки и температурных границ циклов.

8. Установлено, что степень повышения давления в центробежном компрессоре при неизменных значениях  $\psi_2$  и  $M_{w1}$  и неизменной геометрии проточной части для любой неазеотропной взаиморастворимой смеси рабочих веществ в диапазоне близких значений показателя адиабаты и газовой постоянной зависит от температуры пар на всасывании.

Основной материал диссертации опубликован в следующих работах:

1. Выбор рабочего вещества и определение оптимальных параметров турбохолодильной машины/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. и др. -Холодильн. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып.23, 1976, с.18-21.
2. Применение смесей фреонов в холодильных турбокомпрессорных машинах/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. -В кн.: Тезисы докладов Всесоюз. науч.-техн. конф. "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха". Ташкент: ТашПИ, 1977, с.22-23.
3. Регулирование параметров паровой холодильной турбокомпрессорной машины, работающей на смесях фреонов/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. -В кн.: Тезисы докладов II-ой Всесоюз. науч.-техн. конф. по холод. маш-ин. Мелитополь, 1978, с.20-22.
4. Регулирование параметров холодильной турбокомпрессорной машины/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. -Холодильн. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып.27, 1978, с.21-25.
5. Расширение границ использования холодильных центробежных компрессоров/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. -Холодильн. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып.28, 1979, с.53-58.
6. К вопросу использования вторичных энергоресурсов для стабилизации температуры процессов химической технологии/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. и др. -В кн.: Тезисы докладов Всесоюз. науч.-техн. конф. "Проблемы использования вторичных энергоресурсов химических предприятий для получения холода, тепла и электроэнергии". Ленинград: ЛТИХП, 1979, с.103-105.
7. Ломовцев Б.А., Черток В.Д., Еременко Д.Н. Исследование холодильной машины на RС318 и неазеотропной смеси R12/RС318. -В кн.: Тезисы докладов III-ей Всесоюз. науч.-техн. конф. по холод. маш-ин. Одесса: ОТИХП, 1982, с.17-18.
8. А.с.№ 1002/52 (СССР). Установка для отвода тепла от теплоделяющего объекта/ Кузнецов А.П., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. и др. -Опубл. Б.И. №9, 1983.

9. Еременко Д.Н., Черток В.Д., Ломовцев Б.А. Экспериментальное исследование холодильной машины на хладагенте RС318 и неазеотропной смеси R12/RС318. -Холодильн. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып.36, 1983, с.120-123.
10. Регулирование параметров холодильной турбокомпрессорной машины, работающей на неазеотропных смесях/ Кузнецов А.П., Черток В.Д., Еременко Д.Н., Ломовцев Б.А. -Холодильн. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб., вып.38, 1984, с.19-25.

#### Условные обозначения

$l$  - удельная работа сжатия компрессора, кДж/кг;  $q_0$  - удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг;  $N_{эл}$  - мощность электропривода, кВт;  $G_a$  - массовый расход рабочего вещества, кг/с;  $V$  - объемный расход рабочего вещества, м<sup>3</sup>/с;  $\lambda$  - коэффициент подачи компрессора;  $\varphi_{r2}$  - коэффициент расхода;  $\varepsilon$  - коэффициент сжимаемости;  $\Delta T_{пг}$  - температура перегрева паров перед компрессором, К;  $\chi$  - число ступеней компрессора;  $\psi$  - коэффициент напора;  $K_{v0}, K_{v1}$  - коэффициенты изменения удельного объема перед рабочим колесом и на входе;  $\beta_{л1}, \beta_{л2}$  - углы лопатки рабочего колеса на входе и выходе, град;  $\theta$  - угол наклона покрывающего диска, град;  $Z_2$  - число лопаток рабочего колеса;  $D_0$  - диаметр покрывного диска, м;  $D_1$  - начальный диаметр рабочего колеса, м;  $\xi_B$  - втулочное отношение;  $\lambda_D = D_1/D_2$  - отношение диаметров;  $b_1, b_2$  - ширина рабочего колеса на входе и выходе, м;  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  - коэффициент учитывающий потери на трение и перетечки;  $\tau_1, \tau_2$  - коэффициенты загромождения лопатками проходных сечений рабочего колеса на входе и выходе.

*Ломовцев*

