

РГБ ОА

25 АПР 2003

На правах рукописи
УДК 621.575

МИХАЙЛОВ Борис Евграфович

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЗОРБИЦИОННО-
КОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ И
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

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

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург
2000

Работа выполнена в Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ - доктор технических наук, профессор
ТИМОФЕЕВСКИЙ Л.С.

ОСНОВНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук, профессор
НОВИКОВ И.И.

кандидат технических наук
ЦУМБАЛИСТ А.О.

ВЕДУЩАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ - ООО "Теплосибмаш" (г.Новосибирск)

Защита состоится 6 октября 2000 г. в 14 часов на заседании диссертационного Совета К 063.02.01 при Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан 3 сентября 2000 г.

Отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направлять в диссертационный Совет университета по адресу: 191002, Санкт-Петербург, ул.Ломоносова, д.9, ученый Совет СПОГУИПТ.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
ДИССЕРТАЦИОННОГО СОВЕТА,
кандидат технических наук



АКУЛОВ Л.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последнее время в зарубежных странах и в России большое внимание уделяется вопросам энергосбережения на основе использования неэксплуатационных источников теплоты различных объектов. В этом отношении большой интерес представляют собой молочные фермы, комбинаты и специализированные хозяйства по выращиванию и переработки молодняка крупного рогатого скота, птицефабрики и другие хозяйства агропромышленного комплекса, которые в разрезе года одновременно потребляют холод и теплоту различных температурных потенциалов. Указанные предприятия являются сравнительно энергоемкими и в целях экономии энергоресурсов за рубежом предлагается использовать в них перспективные реверсивно-компрессионные теплонасосные и холодильные машины (РКТХМ) для одновременной выработки холода и теплоты. Отмечается, что с помощью указанных машин можно достичь экономии первичного топлива на 30-40 % в процессах получения отрицательных температур теплоносителя и достаточно высокой температуры нагреваемого источника.

Однако до настоящего времени оценка эффективности РКТХМ в широком диапазоне изменения режимов их работы и других факторов не проводилась. Поэтому тема диссертации по анализу эффективности РКТХМ является актуальной.

Цель и задачи исследования. Целью является разработка комплексной методики расчета термодинамических и технико-экономических показателей РКТХМ с альтернативными рабочими веществами в широком диапазоне изменения режимных параметров, с учетом особенностей действительных процессов, стоимостных показателей основного оборудования, различных цен на электроэнергию, затрат на сооружение машинного отделения и других расходов в современных условиях России, а также реализация расчетов на ПЭМ.

Основные задачи исследования:

- выбор, на основании обзора литературных источников, термодинамического цикла и альтернативных рабочих веществ РКТХМ;
- разработка, на базе обобщения известных термодинамических и теплофизических свойств альтернативных однокомпонентных рабочих веществ и их смесей (растворов), уравнений теплообмена в аппаратах, действительных процессов в компрессорах и других элементах РКТХМ, с учетом стоимостных показателей машины и цен на электроэнергию, - математической модели РКТХМ и программного ее обеспечения для оценки эффективности машины в широком диапазоне изменения режимных параметров;
- расчет режимов работы и анализ эффективности использования РКТХМ при одновременной выработке холода и теплоты, расчет технико-экономических показателей базового варианта хладо- и теплоснабжения и сопоставление их с показателями РКТХМ.

Научная новизна. Впервые разработаны математическая модель, алгоритмы и программы расчетов на ПЭМ термодинамических и основных технико-экономических

ких показателей РКТХМ с альтернативными растворами $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и $\text{R22/DMЭТАГ} - \text{CH}_3(\text{OCH}_2\text{CH}_2)_4\text{OCH}_3$ (диметилловый эфир тетраэтиленгликоля) получены термодинамические и технико-экономические показатели машины и выполнен анализ влияния параметров внешних источников теплоты и других показателей на эффективность РКТХМ.

Практическая ценность. Круглогодичное использование РКТХМ с растворами $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ или R22/DMЭТАГ для комплексной выработки холода и теплоты позволит снизить себестоимость единицы суммарного потока эксергии холода и теплоты при тарифе на электроэнергию 0,40 руб/(кВт.ч) в среднем на 60 %, по сравнению с базовым вариантом, включающим автономную холодильную машину с вентиляторной градирней и электробойлером.

Разработанная математическая модель РКТХМ позволяет осуществить анализ расчетных и эксплуатационных показателей РКТХМ и выявить причины, вызывающие отклонение последних от расчетных.

Достоверность полученных результатов достигается использованием в математических моделях ВРКТХМ и ХРКТХМ обобщенных с высокой точностью, широко известных и апробированных результатов экспериментальных исследований термодинамических и теплофизических свойств альтернативных рабочих веществ, процессов в компрессорах, методик расчетов термодинамических циклов, процесс переноса в аппаратах и современных методов численного эксперимента на ИТЭМ.

Работоспособность РКТХМ с различными рабочими веществами подтверждена исследованиями опытного образца машины, проведенными сотрудниками Мюнхенского технического университета.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всероссийском совещании "Холодильная техника России. Состояние и перспективы" (Санкт-Петербург, 1995 г.) и на международных научно-технических конференциях "Холод и пищевые производства (Санкт-Петербург, 1998 г.)" и "Холодильная техника России. Состояние и перспективы накануне XXI века" (Санкт-Петербург, 1998 г.)

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 глав основных выводов и содержит 85 страниц основного машинописного текста, 13 таблиц, 55 рисунков. Список использованной литературы включает 88 источников, из них 41 на русском и 47 на иностранных языках.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Рассматриваемая в работе реэорбционно-компрессионная теплонасосная и холодильная машина (РКТХМ) представляет собой термодинамическую систему, состоящую из двух взаимосвязанных одноступенчатых циклов пароконпрессионной холодильной машины (ХМ) и реэорбционно-компрессионного теплового насоса (РКТ) с общим для обоих циклов компрессором.

Большой вклад в развитие исследований различных РКТ внесли Э.Альтенкирх, I.Ахльби, Г.Бергман, Г.Алефельд, Л.Итард, М.Крибель, Ф.Циглер, А.Г.Долотов, I.Г.Шуйлов, Ю.М.Петин и другие авторы, в результате чего были предложены разнообразные циклы и схемы РКТ: одноступенчатый с теплообменником растворов; реорбидионно-десорбидионный с "превышением температур"; с компрессором "микрого" сжатия и другие более сложные циклы и схемы, что связано с необходимостью повышения энергетической эффективности РКТ.

Для осуществления циклов РКТ предложено использовать те же растворы, которые применяются в абсорбционных термотрансформаторах и холодильных машинах (АХМ). Рассмотрены 12 различных растворов, из которых наиболее исследованными и широко апробированными являются растворы $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и $\text{R22}/\text{DMЭТЭГ}$, к тому же о этими растворами исследованы, процессы водозамкнутой абсорбционной (В.Нибергаль, В.М.Турецкий), абсорбционно-реорбидионной (В.Р.Данилов) и хладоновой абсорбционной (Ю.Д.Колосков) холодильных машин. Результаты исследований действительных процессов АХМ могут быть использованы для расчета аналогичных процессов в дегазаторах и реорберках РКТ.

Широких исследований эффективности РКТХМ не проводилось, выполнено лишь экспериментальное исследование ее работоспособности на растворах $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и $\text{R22}/\text{DMЭТЭГ}$ (С.Циглер).

В результате можно сделать вывод о том, что для оценки эффективности РКТХМ вполне достаточно ограничиться рассмотрением термодинамических и технико-экономических показателей машины, работающей по одноступенчатому циклу с теплообменником растворов, с использованием в качестве альтернативных рабочих веществ широко известных растворов $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (РРКТХМ) $\text{R22}/\text{DMЭТЭГ}$ (ХРКТХМ). Рабочее вещество состояния 6 (рис. 1,2,3) подается из конденсатора-дегазатора I, VII через регулирующий вентиль II в испаритель III, где кипит при давлении p_0 за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника с начальной температурой t_{s1} , при этом образуется паровая фаза состояния 7' в количестве x кг. Раствор в количестве a кг (состояние 4) направляется из реорбера V в теплообменник раствора VI и затем в состоянии 1 через регулирующий вентиль IX направляется в конденсатор-дегазатор. В дегазаторе VII раствор охлаждается до состояния насыщения 1° и затем кипит при давлении p_h за счет подвода теплоты из конденсатора 1. Образовавшаяся при этом паровая фаза состояния 5' в количестве 1 кг смешивается с паровой фазой, поступающей из испарителя в состоянии 7'. Паровая смесь рабочего вещества (состояние 6') в количестве $(1+x)$ кг поступает в компрессор IV и сжимается в нем от давления $p_h = p_0$ до давления конденсации p_k , равного давлению в реорбере p_a . Затем часть паровой фазы (состояние 6'') в количестве 1 кг направляется в реорбер, где поглощается раствором с отводом теплоты абсорбции к нагреваемой среде с начальной температурой t_{w1} . Другая часть паровой фазы в количестве x кг поступает в конденсатор, где конденсируется с отводом теплоты к раствору. Таким образом, теплота перегрева и конденсации пара используется для выпари-

ания раствора в дегазаторе-конденсаторе.

Анализ литературных данных показал, что в настоящее время математические модели РКХМ не разработаны и не опубликованы методики расчета их реальных термодинамических циклов. Отсутствуют также обобщенные уравнения для расчета на ЭЭМ термодинамических и тепловых свойств растворов $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и R22/ДМЭТЭГ. Для расчета указанных свойств воды, аммиака и их смесей в диапазоне температур $-40 \dots 190^\circ\text{C}$ в работе принято уравнение С.Шульца с вирральными коэффициентами:

$$p_0/RT = 1 + V'(T)_p \quad (1), \quad \text{где } V'(T) = B_0/RT - A_0/(RT)^2 - C/(RT)^3; \quad A_0, B_0, C - \text{вирральные коэффициенты.}$$

Значения динамической вязкости водоаммиачного раствора рассчитывались по зависимости, полученной при аппроксимации экспериментальных данных Г.Пиневица. Известные экспериментальные данные по динамической вязкости, теплоемкости и теплопроводности воды и аммиака в зависимости от температуры обобщены с помощью полиномов. Сопоставление указанных выше расчетных и экспериментальных значений термодинамических и теплофизических свойств показало хорошую их сходимость, не превышающую 2%, а энтальпии смеси $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ в паровой фазе - не более 2,8%.

Для расчета фазового равновесия раствора R22/ДМЭТЭГ в широком диапазоне изменения параметров (p, t, ξ) использованы табличные экспериментальные данные М.Крибеля и Х.Лефлера. Для реализации расчетов на ЭЭМ в работе разработано программное обеспечение. Оно базируется на методе, предложенном С.Клеппенсом и Д.Хейсом, в котором используются ортогональные полиномы П.Л.Чебышева. Значение давления в условиях фазового равновесия определялось с помощью зависимости

$$p = \sum_{i=0}^k A_i(t, \xi) T_i(t_c) T'(\xi_c). \quad (2)$$

Здесь t_c и ξ_c - нормализованные переменные вида: $t_c = (t - t_{\min}) - (t_{\max} - t) / (t_{\max} - t_{\min})$; $\xi_c = (\xi - \xi_{\min}) - (\xi_{\max} - \xi) / (\xi_{\max} - \xi_{\min})$; T_i и T' - полиномы П.Л.Чебышева первого степени i и i' .

Диапазон изменения параметров: $-30^\circ\text{C} < t < 90^\circ\text{C}$; $0,05 \text{ мас.доля} < \xi < 1,0 \text{ мас.доля}$; $3,9 \text{ кПа} < p < 4502 \text{ кПа}$.

Расхождение между экспериментальными значениями и расчетными p в диапазоне $-30^\circ\text{C} < t < 90^\circ\text{C}$ и $5 \text{ мас.}\% < \xi < 20 \text{ мас.}\%$ не превышает 12%. С ростом t и ξ , что характерно для условий работы РКХМ, имеет место хорошее согласование экспериментальных значений p .

Вышеизложенная методика использована при аппроксимации табличных данных плотности раствора R22/ДМЭТЭГ в диапазоне изменения параметров: $-40^\circ\text{C} < t < 80^\circ\text{C}$ и $0 \text{ мас.доля} < \xi < 1,0 \text{ мас.доля}$. Расхождение экспериментальных и расчетных значений p не превышает 0,5%.

Теплоемкость ДМЭТЭГ определялась с помощью зависимости, рекомендуемой

М. Криблем, $C_{PR} = 0,01676t + 2,01958$ (3).

Значения C_p , λ , μ и ν для R22 в жидкой фазе определялись с помощью полиномов, полученных при обобщении известных экспериментальных данных. Сопоставление расчетных и экспериментальных величин указанных выше теплофизических свойств показало хорошую их сходимость, не превышающую 1%. При определении энтальпии раствора R22/ДМЭТЭГ интегральные теплоты компонентов раствора вычислялись с помощью зависимости, обобщающей экспериментальные данные В.П. Латышева в диапазоне значений концентраций R22 $0,137 < \xi < 0,787$:

$\Delta i_{cm} = a_0 + a_1\xi + a_2\xi^2 + a_3\xi^3 + a_4\xi$ (4), где $a_0 = -4,374014$; $a_1 = 9,624659$; $a_2 = -114,955$; $a_3 = 182,7017$; $a_4 = -79,12607$. Расхождение экспериментальных и расчетных данных Δi_{cm} не превышает 2%.

Таким образом, полученные никакие значения погрешностей определения свойств растворов $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и R22/ДМЭТЭГ гарантируют достоверность расчета термодинамических циклов и процессов переноса с указанными растворами.

Действительные термодинамические циклы РКХМ в области растворов рассчитываются с учетом недонасыщения ($\Delta i_{\Delta} = i_{\Delta} - i_{\Delta}^*$) раствора в реэорбере и недоиспаривание ($\Delta i_{\Gamma} = i_{\Gamma}^* - i_{\Gamma}$) его в дегазаторе, которые принимаются по рекомендациям А.Я. Ильина, В.М. Турецкого и других авторов. Рассчитываются также доля паровой фазы, образующейся при дросселировании раствора в регулирующем вентиле IX, а также соответствующие энтальпии паровой и жидкой фаз и температура раствора (точка 1°, рис.2). Определяются температура раствора, доля поглощенного пара, концентрации и энтальпии паровой и жидкой фаз в конце адиабатно-изобарного процесса реэорбции (точка 3°, рис.2).

Кратность циркуляции крепкого раствора $a = (i_{\xi} - i_{\Delta}) / (i_{\Gamma} - i_{\Delta})$ (4); удельные тепловые нагрузки аппаратов: испарителя $q_0 = x(i_{\Gamma} - i_{\xi})$ (5), дегазатора $q_{\Gamma} = i_{\Gamma} + (a-1)i_{\xi} - a i_{\Delta}$ (6), конденсатора $q_{\Delta} = x(i_{\xi} - i_{\xi})$ (7), реэорбера $q_{\Delta} = i_{\xi} + (a-1)i_{\xi} - a i_{\Delta}$ (8), теплообменника растворов $q_{\text{ТО}} = a(i_{\Delta} - i_{\Delta})$ (9); энтальпии растворов $i_{\Delta} = i_{\Delta} - (i_{\xi} - i_{\Delta})(a-1)/a$ (10); доля пара, конденсирующего в конденсаторе (при $q_{\Delta} = q_{\Gamma}$), $x = i_{\Gamma} + (a-1)i_{\xi} - a i_{\Delta} / (i_{\xi} - i_{\xi})$ (11); энтальпия пара на входе в компрессор $i_{\xi} = (i_{\Gamma} + x i_{\xi}) / (1+x)$ (12); работа сжатия компрессора: адиабатическая $L_{\Delta\Delta} = (1+x)(i_{\xi} - i_{\xi})$ (13), эффективная $L_{\Delta\Delta} = L_{\Delta\Delta} / \eta_{\Delta\Delta}$ (14); тепловой активный расход пара насоса раствора $L_{\text{НР}} = (p_{\Delta} - p_{\xi})(a-1) \Phi_2 / \eta_{\text{НР}}$ (15); $\eta_{\Delta\Delta} = f_1(p_{\Delta}, p_{\xi})$ (16) - по опытным данным А.В. Быкова, В.Л. Сисоева; $\eta_{\text{НР}}$ - по характеристикам насосов; тепловой баланс $q_0 + L_{\text{НР}} + L_{\Delta\Delta} = q_{\Delta}$ (17).

Массовый поток пара рабочего вещества в испарителе $G_{\Delta\Delta} = q_0 / q_0$ (18); тепловой поток конденсатора-дегазатора $Q_{\Delta\Delta} = q_{\Delta} = G_{\Delta\Delta} q_{\Delta}$ (19); массовый поток пара рабочего вещества в дегазаторе $G_{\Delta\Gamma} = Q_{\Delta\Gamma} / q_{\Gamma}$ (20); тепловые потоки: реэорбера $Q_{\Delta} = G_{\Delta\Gamma} q_{\Delta}$ (21), теплообменника растворов $Q_{\text{ТО}} = G_{\Delta\Gamma} q_{\text{ТО}}$ (22); эффективная мощность: компрессора $N_{\Delta\Delta} = (G_{\Delta\Delta} + G_{\Delta\Gamma}) L_{\Delta\Delta}$ (23), насоса раствора $N_{\text{НР}} = G_{\Delta\Gamma} L_{\text{НР}}$ (24); массовые расходы растворов: слабого $G_{\Delta\Gamma} = (a-1) G_{\Delta\Gamma}$ (25), крепкого $G_{\text{КР}} = a G_{\Delta\Gamma}$ (26); тепловой баланс $Q_0 + N_{\text{НР}} + N_{\Delta\Delta} = Q_{\Delta}$ (27).

Эксергия: теплоты $E_{\Gamma} = Q_{\Delta}(1 - T_{0.c} / T_{\text{васр}})$ (28), холода $E_{\Delta} = Q_{\Delta}(T_{0.c} / T_{\text{васр}} - 1)$

(29). оумарная $E_{\text{сум}}=E_T+E_X$ (30); аконергетический к.п.д. $\eta_a=E_{\text{сум}}/(N_{\text{ex}}+N_{\text{пр}})$ (31); $\Gamma_{\text{васр}}=(\Gamma_{\text{вд1}}+\Gamma_{\text{вд2}})/2$ (32), $T_{0,c}=293$ К.

Действительная объемная производительность компрессора $V_{\text{к}}=(Q_{\text{ex}}+Q_{\text{аг}})\theta_{\text{в}}/\rho$ (32); $\lambda=f_2(p_{\text{к}},p_0)$ (33) - по опытным данным А.В.Быкова, В.Л.Сисоева.

Расчет теплоотдачи: при конденсации пара - по Нуссельту; при кипении R22 и R717 - по Г.Н.Даниловой; при кипении раствора $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ - по В.И.Сылаткину; при вынужденном движении нагреваемой воды в реборбере и растворов в теплообменниках - по Нуссельту; при абсорбции пара R717 раствором $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ в реборбере - по Иабергаллю, В.Р.Данилову; значения коэффициентов теплопередачи в реборбере и дегазатора с раствором R22/ДМЭТАГ - по Ю.Д.Колосову; площадь поверхности теплообмена $F_1=Q_1/(K_1\theta_1)$ (34), где Q_1 , K_1 , θ_1 - тепловые потоки, коэффициенты теплопередачи и среднелогарифмические перепады температур в соответствующих аппаратах.

Технико-экономические показатели определяются на основе расчетов: капитальных затрат K ; полных издержек I производства холода и теплоты; годового объема производства потоков эксергии $V_E=(E_X+E_T)h_T$ (35); себестоимости производства единицы эксергии с помощью РКТХМ $C_E=I/V_E$ (36); цены C_T единицы эксергии конкурирующего варианта; ежегодной прибыли от использования РКТХМ в сравнении с конкурирующим вариантом $\text{Пр}=(C_T-C_E)V_E$ (37) и срока окупаемости РКТХМ $T=K/\text{Пр}$ (38).

Методики расчетов термодинамических, тепловых и теплофизических свойств рабочих веществ, действительных циклов, аппаратов, а также технико-экономических расчетов, помещены в основу разработки программы расчета на ПЭВМ различных показателей ВРКТХМ и ХРКТХМ в широком диапазоне изменения их режимных параметров работы. Программное обеспечение состоит из двух годовых и 29 подпрограмм, написанных на алгоритмическом языке Фортран-IV и реализованных для операционной системы ОС ЕС. Вариантные расчеты режимов ВРКТХМ и ХРКТХМ выполнены на ПК "PENTIUM" в диапазоне изменения: температуры охлаждаемой среды $t_{\text{с1}}=-8,-11,-14,-17^\circ\text{C}$ и соответствующих каждой из них температур $t_{\text{с2}}=-11,-14,-17,-20^\circ\text{C}$ и $t_0=-14,-17,-20,-23^\circ\text{C}$; температуры $t_{\text{к}}=40, 35, 30^\circ\text{C}$. Температура нагреваемой воды $t_{\text{вд1}}$ на входе в реборбер в зависимости от значения $t_{\text{к}}$ варьировалась в интервале от 52,5 до 70 $^\circ\text{C}$. Соответственно температура нагретой воды на выходе из реборбера $t_{\text{вд2}}$ при нагреве ее на 10К изменялась от 62,5 до 80 $^\circ\text{C}$. Перепады температур Δt_0 , $\Delta t_{\text{а}}$, $\Delta t_{\text{с}}$ и $\Delta t_{\text{т0}}$ между средами и аппаратах приняты соответственно равными 3, 5, 5 и 5 К. Во всех вариантных расчетах холодопроизводительность ВРКТХМ и ХРКТХМ принята равной 50 кВт. Расчет оборудования выполнен для наиболее напряженного режима работы машины при $t_0=-23^\circ\text{C}$ и $t_{\text{к}}=40^\circ\text{C}$.

Исходными данными для технико-экономических расчетов приняты следующие показатели: объем здания для машинного отделения 140 м³; стоимость 1 м³ машинного отделения 45 руб; число часов использования машин в году $h_T=8000$ ч; число штатных работников - 1 чел. и его заработная плата 800 руб/мес; тариф на электроэнергию 0,12, 0,25 и 0,40 руб/(кВт.ч).

Численный эксперимент по определению параметров термодинамических циклов ВРКТМ показал, что при указанных выше изменениях t_0 , t_k и при изменении низкой температуры абсорбции t_a от 57 до 75°C кратность циркуляции раствора в циклах изменяется в пределах 2,1...5,2, а высшая температура абсорбции t_{a0} - от 68 до 95°C. Как следует из рис.4, с повышением t_0 от -23°C ($p_0=1,834$ бар) до -14°C ($p_0=2,433$ бар) при постоянных t_k , t_a , t_c и ξ_T увеличивается ξ_A и следовательно, растут значения α . С увеличением t_k величина α уменьшается; при этом t_{a0} увеличивается. Так, при $t_0=-14$ °C повышение t_k от 35 до 40°C вызывает снижение α на 30 % и увеличение t_{a0} от 78,3 до 83,9°C, т.е. на 7,6 К. При постоянном значении $t_k=40$ °C понижение t_0 от -14 до -23°C вызывает повышение t_{a0} от 83,9 до 91,3°C, т.е. на 7,4 К. Для условий, приведенных на рис.4, степень сжатия β пара R717 изменяется в пределах 8,4...9,6. При $\beta_{max}=9,0$ для одноступенчатого цикла холодильных машин температура t_0 в указанных условиях составит -20°C, а температура t_{a0} достигнет 89,1°C.

Из проведенного анализа следует, что осуществление термодинамической системы, состоящей из взаимосвязанных одноступенчатых циклов аммиачной паровой холодильной машины и водоаммиачного резорбционно-компрессионного теплового насоса с общей для обоих циклов компрессором, позволяет, в пределах изменения $-14 < t_0 < -20$ °C, $35 < t_k < 40$ °C, $5,5 < \beta < 8,0$ и при $t_a=82$ °C, достигнуть значений $t_{a0}=78,0...90,0$ °C. Таким образом, процесс нагрева теплоносителя в резорбере ВРКТМ можно осуществить при постоянной температуре с охлаждением водоаммиачного раствора на 14,0...28,0 К. Если указанные процессы осуществить в аммиачном парокомпрессионном тепловом насосе (ПКТН), то давление конденсации в нем при $t_k=78,0...90,0$ °C будет в 2,4...3,8 раз выше давления резорбции в рассматриваемом ВРКТМ и составит 33,0...52,0 бар. При этом нагрев теплоносителя в ПКТН при постоянной t_k приведет к более высокому значению необратимости, чем при нагреве его в РКТМ при переменной температуре t_{a0} .

Результаты численного эксперимента по определению характера и величины изменения теплопроизводительности Q_d ВРКТМ при постоянной во всех рассмотренных режимах холодопроизводительности $Q_0=50$ кВт показали, что Q_d увеличивается с понижением t_0 , повышением t_k , ростом t_a и, следовательно, с увеличением t_{a0} . Например, при $t_k=40$ °C и $t_0=-20$ °C с ростом t_a от 62 до 75°C (см. кривые 1 и 3, рис.5) Q_d растет от 115,0 до 126,0 кВт, т.е. на 11,0 кВт. С понижением t_0 от -14 до -23°C при $t_a=82$ °C (кривая 1) Q_d увеличивается от 101,0 до 125,0 кВт, т.е. на 22,5%. При постоянном значении $t_0=-15$ °C повышение t_a от 62 до 75°C приводит к росту Q_d от 103,0 до 114,5 кВт и повышению температуры t_{a0} нагретой в резорбере воды с 79,8 до 83,2°C, т.е. на 3,4 К. Снижение t_k с 40 до 35°C при $t_a=82$ °C приводит к снижению t_c до 30°C, t_{a0} на 8,3 К (при $t_0=-23$ °C) и на 7,6 К (при $t_0=-14$ °C), а также к снижению Q_d соответственно на 8,0 и 3,0 кВт. В рассмотренном диапазоне изменения параметров отношение $\gamma=Q_d/Q_0$ изменялось от 2,0 (при $t_0=-14$ и $t_a=82$ °C) до 2,7 (при $t_0=-23$ и $t_a=75$ °C). Эффективная мощность компрессора $N_{ак}$ увеличивается

о ростом t_k , t_a и сниженном t_o и изменяется, в пределах изменения $t_k=30...40^\circ\text{C}$, $t_o=-14...-23^\circ\text{C}$ и $t_a=57...75^\circ\text{C}$, от 44,0 до 86,0 кВт, соответственно. С повышением t_o от -14 до -23°C , т.е. на 9К при $t_k=40^\circ\text{C}$ и $t_a=62^\circ\text{C}$ эффективная мощность $N_{\text{ЭК}}$ компрессора возрастает на 45,0 %; повышение t_a от 62 до 75°C , т.е. на 13 К, - вызывает рост $N_{\text{ЭК}}$ на 19,0 %; снижение t_k от 40 до 35°C , т.е. на 5 К вызывает снижение $N_{\text{ЭК}}$ на 9,5 %. Величина потока эксергии холода увеличивается со снижением средней температуры охлаждаемого теплоносителя, а величина потока эксергии теплоты - со снижением той же температуры теплоносителя, с увеличением t_k и средней температуры $t_{\text{нагр}}$ нагрева этой среды. Поэтому имеет место увеличение, при указанных условиях, суммарного потока эксергии. Величина эксергетического к.п.д., в зависимости о режимных параметров, изменяется от 0,31 до 0,37 при нагреве теплоносителя реворбере на 10К. Доля массового потока пара R717, образующегося в испарителе, от суммарного массового потока пара, сжимаемого в компрессоре ВРКТХМ находится в пределах 0,46...0,60.

Анализ результатов численного эксперимента по определению режимных параметров ХРКТХМ показал, что характер их изменения такой же, как и у соответствующих показателей ВРКТХМ. Однако при этом имеет место существенно снижение температуры $t_{\text{до}}$. Так при $t_a=62^\circ\text{C}$, $t_k=40^\circ\text{C}$ и $t_o=-20^\circ\text{C}$ величина $t_{\text{до}}$ составляет $71,3^\circ\text{C}$ (рис.6), т.е. на 17,8 К ниже, чем в ВРКТХМ; при этом имеет место и более низкие значения Q_3 (115,0 кВт в ВРКТХМ и 104,0 кВт ХРКТХМ, см. рис.6,7); значения γ в ХРКТХМ несколько ниже и составляет 1,6...2,2 (рис.7); значения β существенно ниже, чем в ВРКТХМ и составляет 3,8...7,0 в рассмотренном диапазоне изменения t_o и t_k . Суммарный массовый поток пара, поступающего в компрессор ХРКТХМ, примерно в 7 раз больше, чем в компрессоре ВРКТХМ; массовая доля R22, образующего в испарителе ХРКТХМ составляет 0,44...0,46 от суммарного массового потока пара в компрессоре. Для ХРКТХМ характерны меньшие энергозатраты на привод компрессора. Так, при $t_o=-20^\circ\text{C}$, $t_a=62^\circ\text{C}$, $t_k=40^\circ\text{C}$ эффективная мощность ее компрессора примерно на 17 % ниже, а значения эксергетического к.п.д. ХРКТХМ в среднем на 9,0% выше. Однако при этом необходимо иметь в виду, что температура нагретой ВРКТХМ среды на 17,8 К выше и в 3,0...3,5 раза окажется больше величина ее нагрева.

На основании выполненных расчетов при наиболее напряженном режиме работы ВРКТХМ ($t_o=-23^\circ\text{C}$, $t_k=40^\circ\text{C}$, $t_a=75^\circ\text{C}$, $Q_0=50\text{кВт}$ и $Q_3=135\text{кВт}$) определены технические показатели основного оборудования и его стоимость в современных условиях, которая оказалось равной 350 тыс.руб. Такая же стоимость оборудования принята и для ХРКТХМ. В качестве альтернативного варианта системы холодо- и теплоснабжения (ХМ+ТБ) принята серийная холодильная машина ($Q_0=50\text{кВт}$, $t_o=-23^\circ\text{C}$, $t_k=40^\circ\text{C}$) с вентиляторной градирней и электродвигателем номинальной теплопроизводительностью 150 кВт; стоимость оборудования этого варианта составляет 184,5 тыс.руб.

Как показали расчеты технико-экономических показателей ВРКТХМ и ХРКТХМ при характерных режимах работы, применение их позволяет снизить себестоимость единицы производства потока энергии холода и теплоты, по сравнению с системой ХМ+ЭБ, более чем на 40 % при тарифе на электроэнергию 0,12 руб/(кВт.ч); при тарифе до 0,40 руб/(кВт.ч) эта величина снижается в среднем на 60 %. Срок окупаемости капитальных затрат при этом соответственно снижается с 6,4 до 1,6 лет.

Таким образом, при отсутствии запрета на применение аммиака в конкретных объектах более предпочтительным является применение ВРКТХМ, т.к. при одинаковых условиях в ней может быть получена более высокая (на 17-18К) температура нагретого в ресервере теплоносителя и в 3,0...3,5 раза больше, чем в ХРКТХМ, величина его нагрева.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основании анализа литературных источников установлено, что РКТХМ могут быть перспективными при одновременной выработке холода и теплоты и привести к значительной экономии топлива. Из большого спектра рабочих веществ предпочтительными для РКТХМ в настоящее время являются широко апробированные растворы $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и R22/ДЭТЭР. Математические модели РКТХМ по разработывались и оценка их эффективности в широком диапазоне изменения режимных параметров работы не проводилась.

2. Впервые разработаны математические модели ВРКТХМ с раствором $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и ХРКТХМ с раствором R22/ДЭТЭР, включающие соответствующие головные программы и 29 подпрограмм. Достоверность математических моделей и полученных расчетных параметров работы машин достигается использованием в моделях обобщенных с высокой точностью, широко известных и апробированных результатов экспериментальных исследований термодинамических и теплофизических свойств альтернативных рабочих веществ, процессов в компрессорах, методов расчета гермодинамических циклов и компрессоров, процессов переноса в аппаратах и современных методов численного эксперимента на ЭЭМ.

3. С помощью разработанных математических моделей и их программного обеспечения выполнены на ЭЭМ "PENTIUM" расчеты: термодинамических и теплофизических свойств воды, аммиака, водоаммиачного раствора, сухого насыщенного и перегретого аммиачного и водоаммиачного паров, насыщенных жидкостей R22, ДЭТЭР и их раствора, сухого насыщенного и перегретого паров R22 в широком диапазоне температур, концентраций и давлений; действительных термодинамических процессов и циклов, процессов в компрессорах ВРКТХМ и ХРКТХМ и теплообмена в их аппаратах; технико-экономических показателей ВРКТХМ и ХРКТХМ в современных условиях при тарифах на электроэнергию 0,12, 0,25 и 0,40 руб/(кВт.ч).

4. В результате расчетов режимных параметров ВРКТХМ и ХРКТХМ в широком диапазоне температур абсорбции t_a и t_{a0} , кипения t_0 однокомпонентных рабочих веществ R717 и R22 и конденсации t_k их паров, кипения t_g растворов

$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ и R22/ДМЭТЭГ установлено, что при одинаковых условиях понижение температуры t_0 приводит к увеличению вышей температуры абсорбции $t_{\Delta 0}$, а понижение температуры t_k - наоборот. Так, с понижением t_0 от -14 до -23°C при постоянных t_k и t_a температура $t_{\Delta 0}$ возрастает на $7 \dots 8\text{K}$, а снижение t_k на БК при постоянной t_0 приводит к уменьшению $t_{\Delta 0}$ на $8 \dots 9\text{K}$. Установлено также, что при одинаковых условиях вышая температура абсорбции в ХРКТХМ на $17 \dots 18\text{K}$ ниже, а величина нагрева среды примерно в 3,0 раза меньше, чем в ВРКТХМ.

Таким образом, температура нагретой в ВРКТХМ среды может быть существенно выше температуры той же среды в ХРКТХМ.

5. При давлениях конденсации паров R717 и R22, соответствующих температурам конденсации 40°C , кипения -20°C и иной температуре абсорбции 62°C вышая температура абсорбции в ВРКТХМ и ХРКТХМ составляет соответственно 89,1 и $71,3^\circ\text{C}$, т.е. на 49,1 и 31,3K выше температуры конденсации паров R717 и R22, соответственно. Это свидетельствует о высоком термодинамическом качестве рассматриваемой в работе системы циклов РКТХМ.

6. При одинаковой холодопроизводительности ВРКТХМ и ХРКТХМ при $t_k=40^\circ\text{C}$ и $t_0=-14 \dots -23^\circ\text{C}$ теплопроизводительность машины выше их холодопроизводительности в 2,0...2,7 и 1,6...2,2 раз, соответственно.

7. Эффективная мощность компрессоров ВРКТХМ и ХРКТХМ увеличивается с снижением t_0 , повышением t_a , $t_{\Delta 0}$ и t_k , что обусловлено увеличением степени сжатия паров R717 и R22 и температурой смешанного пара на входе в соответствующие компрессоры. При этом также увеличиваются потоки эксергии холода и теплоты.

8. При одинаковых t_0 , t_k и t_a эффективная мощность компрессора ХРКТХМ в среднем на 17 % ниже, чем компрессора ВРКТХМ, и примерно на 9,0 % выше значения эксергетического к.п.д. ХРКТХМ. Однако при этом температура нагретой в ВРКТХМ среды на 17,8K выше и в 3,0...3,5 раза больше величина нагрева ее в реазорбере.

9. Применение ХРКТХМ и ВРКТХМ холодопроизводительностью 50 кВт в широком диапазоне изменения $t_{\text{ср}}$, t_k и $t_{\text{вср}}$ позволяет, по сравнению с системой пароконденсаторная холодильная машина - электробойлер, снизить себестоимости производства единицы потока эксергии холода и теплоты при тарифе на электроэнергию 0,40 руб/(кВт.ч) в среднем на 60 %. Срок окупаемости капитальных затрат при этом снижается до 1,6 лет. Теплопроизводительность ВРКТХМ и ХРКТХМ составит при этом 102...136 и 82...110 кВт, соответственно.

10. При отсутствии запрета на применение аммиака в конкретных объектах более предпочтительным является использование ВРКТХМ, т.к. при одинаковых условиях в ней может быть получена более высокая (на 17-18K), чем в ХРКТХМ температура нагретого теплоносителя и примерно в 3,0...3,5 раза более высокая величина нагрева его в реазорбере.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Михайлов В.Е. Энергетическая эффективность реорбционно-компрессионной теплонасосной и холодильной машины с альтернативными рабочими веществами//Повышение эффективности холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: Сб. науч. тр. - С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1993. - С.105-113.

2. Михайлов В.Е., Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г. Реорбционно-компрессионная холодильная машина для одновременной выработки холода и теплоты //Тез. докл. Всерос. сов. Холодильная техника России. Состояние и перспективы. - С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1995. - С.22-23.

3. Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Михайлов В.Е. Энергетическая эффективность реорбционно-компрессионной теплонасосной и холодильной машины с альтернативными рабочими веществами//Тез. докл. междунар. н.- техн. конф. Холод и пищевые производства. С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1996. - С.4.

4. Михайлов В.Е. Структурная схема математической модели реорбционно-компрессионной теплонасосной и холодильной машины//Эффективность холодильных машин и тепловых насосов: Сб. науч. тр. - С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1997. - С.158-160

5. Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Михайлов В.Е. Сопоставительный анализ основных показателей РКТММ, работающих на растворах $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ и R22-MЭТЭГ//Эффективность холодильных машин и тепловых насосов: Сб. науч. тр. - С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1997. - С.161-164.

6. Тимофеевский Л.С., Долотов А.Г., Михайлов В.Е. Перспективы применения реорбционно-компрессионных машин для комплексного холодо- и теплоснабжения//Тез. докл. междунар. н.- техн. конф. Холодильная техника России. Состояние и перспективы накануне XXI века. - С.-Пб.: СПбГАХПТ, 1993. - С.83-89.

Михайлов В

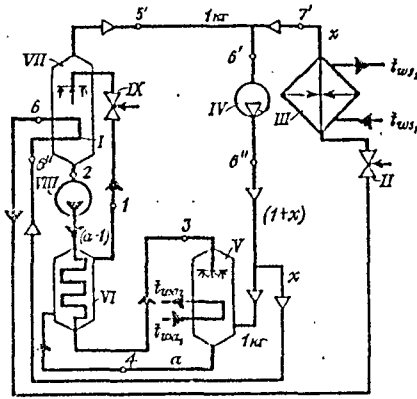


РИС. 1. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА РКТХМ

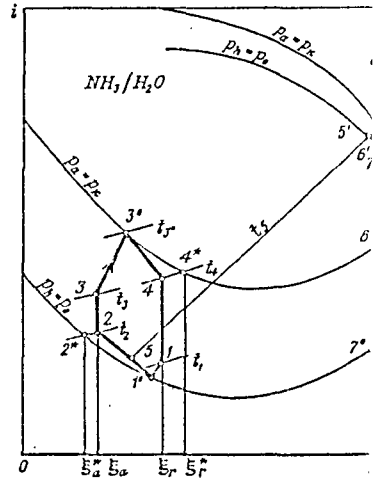


РИС. 2. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ВРКТХМ

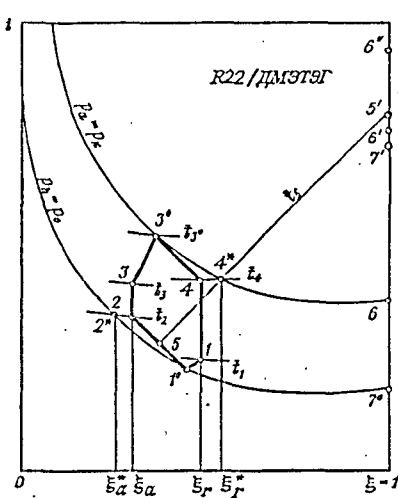


РИС. 3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ЦИКЛ ХРКТХМ

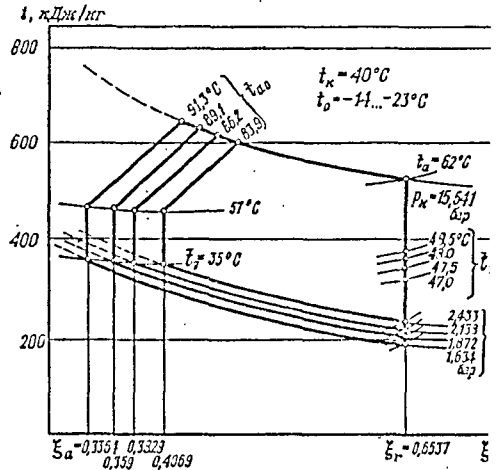


РИС. 4. НЕКОТОРЫЕ ВАРИАНТНЫЕ ЦИКЛЫ ВРКТХМ В ξ - \dot{h} - ДИАГРАММЕ В ОБЛАСТИ РАСТЕ

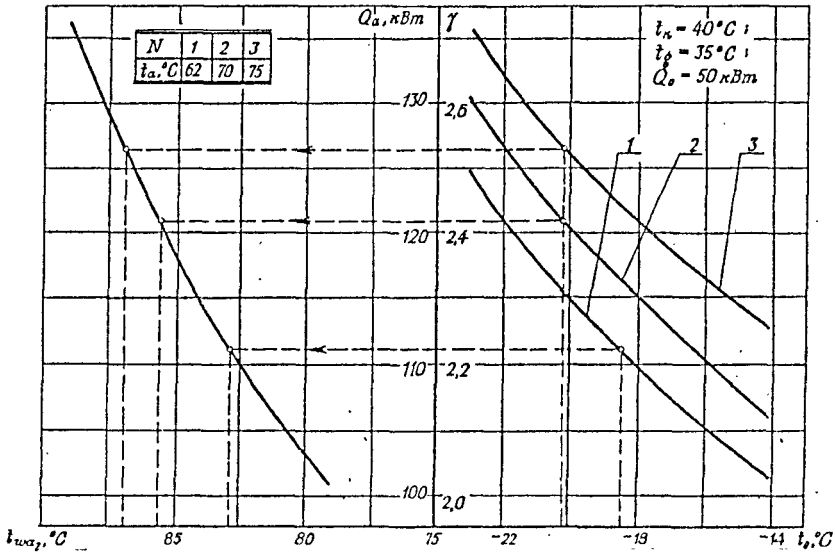


РИС. 5. ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ Q_a ОТНОШЕНИЯ γ И ТЕМПЕРАТУРЫ t_{w_2} НАГРЕТОЙ ВОДЫ ОТ t_o , t_a ДЛЯ ВРКТХМ

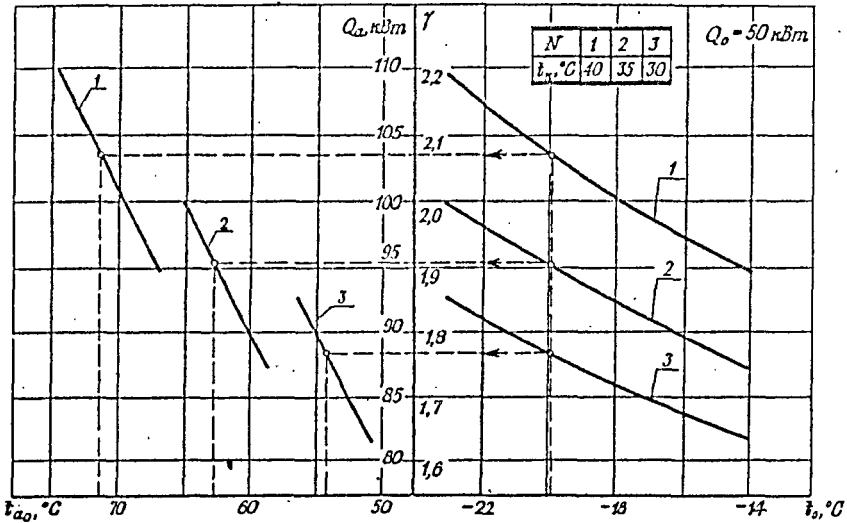


РИС. 7. ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ Q_a ОТНОШЕНИЯ γ И ВЫСШЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ АБСОРБЦИИ t_{ao} ОТ t_o , t_k ДЛЯ ВРКТХМ

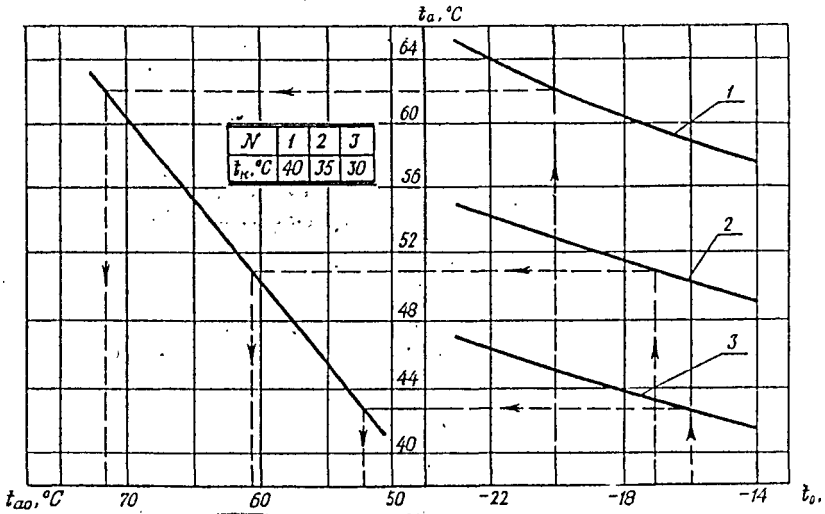


РИС. 8. ВЗАИМОСВЯЗЬ НИЖЕЙ t_a И ВЫШЕЙ t_{a0} ТЕМПЕРАТУР АБСОРБЦИИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ t_0 И t_k ДЛЯ ХРКТХМ

Подписано к печати 2.03.2000. Формат 60x84 1/16. Бум. писчая.
Печать офсетная. Печ. л. 1 0. Тираж 80 экз. Заказ № 68.

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9