

Автореферат  
№ 73

*пр. проф. Гушаку Л. В.*

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи  
Для служебного пользования  
Эка. № \_\_\_\_\_

000057

ДРЕМОВА Наталья Викторовна

УДК 536.48:621.565.6

РЕЖИМНАЯ И КОНСТРУКТИВНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОМПРЕССОРНЫХ  
ДРОССЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ НА ОДНОКОМПОНЕНТНЫХ  
И БИНАРНЫХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Специальности: 05.04.03 - Машины и аппараты холодильной  
и криогенной техники и систем  
кондиционирования

05.14.05 - Теоретические основы теплотехники

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

xv 1099

ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
БІБЛІОТЕКА

Одесса - 1988

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности

Научный руководитель — доктор технических наук,  
профессор Г.К.Лавренченко

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор В.З.Геллер  
доктор технических наук,  
профессор В.И.Милованов

Ведущая организация: ФТИИТ АН УССР, г.Харьков

Защита состоится "30" сентября 1989 г. в 11 часов  
на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одесском  
технологическом институте холодильной промышленности по адресу:  
270057, г.Одесса, ул.Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

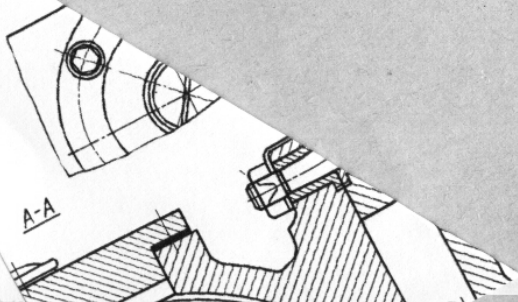
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "29" сентября 1989 г.

Ученый секретарь  
специализированного Совета  
к.т.н., доцент

Р.К.Никульшин

Исх. № 54-58/ДСП



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие радиоэлектроники, электронно-оптического приборостроения стимулирует создание эффективных, компактных и надежных систем охлаждения на диапазон температур 120...200 К. Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что по ряду параметров лучше всего предъявляемым требованиям удовлетворяют компрессорные дроссельные системы охлаждения (КДСО), работающие на смесях веществ. Применение смесей в КДСО позволяет существенно повысить их энергетическую эффективность, а также заметно улучшить массо-габаритные и эксплуатационные характеристики.

Высокая эффективность КДСО, использующих в качестве рабочих тел смеси веществ, делает актуальной задачу определения оптимальных составов смесей и параметров циклов. Однако оптимальные составы смесей, отвечающие максимумам целевых функций (энергетический КПД  $\eta_e$ , холодопроизводительность  $Q_{ох}$ ), рассчитывались либо без учета технических потерь в КДСО, либо при задаваемых потерях холодопроизводительности без их связи с конкретными характеристиками рекуперативного теплообменника, а также применяемого компрессора. Это приводило к существенным расхождениям между расчетными и действительными характеристиками КДСО.

Поэтому в общем виде задача определения оптимального состава смеси  $Z^*$  должна решаться в тесной связи с режимной и конструктивной оптимизацией параметров рекуперативного теплообменника КДСО. Данная задача относится к высокому уровню сложности. Трудности ее решения связаны с отсутствием надежного теплофизического обеспечения, позволяющего определить наряду с равновесными термодинамическими свойствами смесей; критического отбора соотношений для расчета теплоотдачи и гидравлических сопротивлений смесей, особенно в областях фазовых переходов, адекватность которых была бы подтверждена сопоставлением с экспериментальными исследованиями КДСО.

Цель исследования. Цель данной работы состоит в создании на основе расчетных и экспериментальных исследований методики определения оптимальных режимных и конструктивных параметров КДСО, учитывающей объемные и энергетические характеристики компрессора и реальные потери в рекуперативных теплообменниках, и одновременно расчета оптимального состава смеси.

Основными задачами при этом являются: разработка концентрационной зависимости для расчета теплопроводности и вязкости смеси RI4-R22 в диапазоне рабочих температур и давлений КДСО; соз-

дание модели рекуперативного теплообменника, работающего на чистом веществе и бинарной смеси, с учетом фазовых переходов в прямом и обратном потоках; разработка методики оптимизации режимных и конструктивных параметров КДСО; экспериментальное исследование энергетических характеристик КДСО с целью подтверждения адекватности разработанной расчетной модели реальным характеристикам микротеплообменника; решение оптимизационной задачи.

Научная новизна. Впервые создана методика оптимизации режимных и конструктивных параметров КДСО, работающих на смесях веществ, позволяющая на стадии проектирования определить основные геометрические характеристики рекуперативного теплообменника, параметры цикла, а также составы смеси, обеспечивающие максимум целевых функций (энергетического КПД  $\eta_e$  или холодопроизводительности  $Q_x$ ).

Основные научные положения, новизна которых защищается автором:

1. Оптимальные составы многокомпонентного рабочего тела, давления, а также геометрические параметры рекуперативного теплообменника ( $d_x, d_{os}, d_p, H_T$ ) следует определять при решении задачи совместной режимной и конструктивной оптимизации КДСО.

2. Параметры, отвечающие локальным экстремумам холодопроизводительности  $Q_x(C)$  и энергетического КПД  $\eta_e(C)$ , где  $C$  - конструктивные характеристики теплообменника, в общем случае не должны совпадать.

Кроме этого, автор защищает:

1. Методику описания транспортных свойств смеси R14-R22 (теплопроводности и вязкости) в зависимости от концентраций, температур и давлений для жидкости и пара.

2. Математическую модель рекуперативного поперечноточного теплообменника, работающего на чистом R14 и на смесях R14-R22, адекватность которой подтверждена хорошей сходимостью с экспериментальными данными.

3. Соотношения для описания объемных и энергетических характеристик компрессора ХКВ-5, а также энергетические характеристики компрессорной дроссельной системы охлаждения, работающей на смеси R14-R22.

4. Результаты режимной и конструктивной оптимизации КДСО на смеси R14-R22 для уровня охлаждения 150 К. Данные об оптимальных параметрах ( $d_x, d_p, d_{os}, H_T$ ) рекуперативного теплообменника и оптимальных составах смеси, отвечающих максимальным значениям

целевых функций.

Практическая ценность. Составлены алгоритмы и программы для расчета на ЭВМ транспортных свойств смеси R14-R22, конструктивных характеристик рекуперативных теплообменников с учетом всех видов потерь, а также оптимальных режимных параметров КДСО.

Основные результаты работы использованы в опытно-конструкторских разработках КДСО для предприятий п/я Ж-1162 и п/я А-1772.

Апробация работы. Основные положения и результаты данной работы докладывались на Всесоюзной школе-семинаре "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (г. Москва, МВТУ им. Баумана, 1963 г.); на научно-технических конференциях ОТИХП в 1961-1968 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликованы 3 печатных работы, получено авторское свидетельство.

Объем и структура диссертации. Работа изложена на 141 стр. машинописного текста, содержит 31 рис., 1 табл. и состоит из введения, пяти глав, списка литературы из 88 назв. и приложения.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

I. Постановка задачи оптимизации режимных и конструктивных параметров компрессорных дроссельных систем охлаждения, работающих на смесях веществ

В настоящее время накоплен опыт оптимизации состава многокомпонентных рабочих тел (МРТ), имеются соответствующие алгоритмы и методики. Так, в работе Я.З. Казавчинского, В.А. Мазура, В.Н. Анисимова была поставлена и решена задача максимизации энергетического КПД  $\eta_e$  по составу смеси и давлению идеализированного цикла КДСО. Н.И. Додельцевой поставлена и решена задача оптимизации параметров цикла и составов смеси с учетом объемных и энергетических потерь в компрессоре и холодной части (рекуперативном теплообменнике) КДСО. Однако потери холодопроизводительности, вызванные недорекуперацией и теплопритоками, гидравлические потери в прямом и обратном потоках задавались без связи с реальной конструкцией рекуперативного теплообменника (РТО): потери от недорекуперации  $q_n$  - пропорционально  $\Delta T_n$ ; от теплопритоков  $q_T$  - как доля от величины изотермического дроссель-эффекта; гидравлические потери в прямом и обратном потоках - в виде постоянных значений  $\Delta P_{po}$  и  $\Delta P_{os}$ .

Экспериментальные исследования указывают на то, что значения

$Q_x$  и  $\eta_e$  зависят не только от режима работы КДОО, но и от конструктивных параметров РГО. В работе В.Н.Тарана и Э.И.Табачник, расчетно исследовавших оптимальные характеристики дроссельного рефрижератора, работающего на смеси R23-R500, указывается на необходимость оптимизации его энергетических характеристик по алгоритму, учитывающему все факторы и позволяющему находить глобальный экстремум целевой функции.

В данной работе задача определения оптимальных параметров цикла реальной КДОО, а также состава смеси ставится и решается совместно с установлением оптимальных конструктивных характеристик рекуперативного теплообменника. Это позволяет с учетом объемных и энергетических потерь в компрессоре провести его оптимальную стыковку с разработанным таким образом эффективным теплообменником.

В качестве целевых функций, которые характеризуют основные энергетические показатели КДОО, работающих на смесях веществ, использовались холодопроизводительность  $Q_x$  и эксергетический КПД  $\eta_e$ :

$$Q_x = \frac{\lambda(\pi) \cdot V_h}{v_f(P_f', T_f, \bar{z})} [\Delta i_T(\bar{z}, P_1, P_2, T_0) - \sum q_{ji}], \quad (1)$$

$$\eta_e = |\eta_e|_{Z_{opt}}(\pi) \frac{\Delta i_T(\bar{z}, P_1, P_2, T_0) - \sum q_{ji}}{l(P_1', P_2, \bar{z})}. \quad (2)$$

Решаемая здесь задача оптимизации состава МРТ, а также режимных и конструктивных параметров КДОО с учетом потерь от внешней и внутренней необратимости преследует своей целью определение

$$\bar{z}^*, P_1, P_2^*, \bar{c}^* = \text{opt} \{ \bar{z}, P_1, P_2, \bar{c} \} \rightarrow \max F_j \quad (3)$$

при  $\bar{z} \in D_z; P_1, P_2 \in D_p; d_j \in \{d_j\}; j = p, k, ob;$   
 $i = 1, 2; F_1 = Q_x; F_3 = \eta_e$

и ограничениях

$$\sum_{i=1}^n z_i - 1 = 0; 1 - z_i \geq 0; z_i \geq 0; \quad (4)$$

$$T_3 - T_x \geq 0; \quad (5)$$

$$P_{2max} - P_2 \geq 0; P_{1min} \leq P_1 \leq P_{1max}; \Delta P_2 < P_2; \quad (6)$$

$$d_p < d_v < d_{ob}. \quad (7)$$

Условие реализуемости теплообмена, задаваемое выражением (5), используется только на начальном этапе оптимизации. Окончательно для оптимальных  $Z^*$  осуществляется контроль разности тем-

ператур во всех сечениях рекуперативного теплообменника.

Как показали предварительные исследования, разработка методики оптимизации режимных и конструктивных параметров КДОО на смесях веществ представляет собой задачу довольно высокого уровня сложности. Для ее решения необходимо сделать следующее: 1) на основе обработки экспериментальных данных найти зависимости для расчета коэффициентов теплопроводности и вязкости смеси R14-R22 в исследуемом интервале температур, давлений и концентраций; 2) разработать математическую модель рекуперативного теплообменника; подтвердить ее адекватность характеристикам реального теплообменника; 3) создать общий алгоритм для решения задачи режимной и конструктивной оптимизации КДОО; разработать пакет прикладных программ.

## 2. Математическая модель рекуперативного теплообменника

Модель рекуперативного теплообменника должна описывать основные процессы, протекающие в этом аппарате. В результате расчета по такой модели должны быть определены характеристики системы охлаждения, в том числе холодопроизводительность, в зависимости от давлений всасывания, нагнетания и других параметров, определяющих режим работы и конструкцию микротеплообменника, а также потери от недорекуперации, теплопритоков и гидравлических сопротивлений. Данная модель должна также подходить для решения задачи (3) определения вектора  $\bar{c}$ , составляющие которого характеризуют оптимальные конструктивные параметры теплообменника, удовлетворяющие максимуму  $Q_x$  или  $\eta_e$ .

Основу математической модели рекуперативного теплообменника составляют уравнения теплового баланса и уравнение теплопередачи для  $i$ -го сечения теплообменника.

Для участков, на которых отсутствуют фазовые переходы, система уравнений выглядит следующим образом:

$$\varphi(P, v, T, z) = 0;$$

$$dQ_{os_i} = G C_{p_i}(P_{os_i}, T_{os_i}) dT; \quad (8)$$

$$dQ_{np_i} = G C_{p_i}(P_{np_i}, T_{np_i}) dT + q_{ji} G;$$

$$dQ_{np_i} = dQ_{os_i} = \kappa \Delta T \cdot dF_i.$$

Отличительной особенностью рекуперативных теплообменников, работающих на многокомпонентных рабочих телах, является наличие зон конденсации в прямом и кипения в обратном потоках. Поэтому на

участках с фазовыми переходами система уравнений выглядит иначе:

$$\begin{aligned} \varphi(P, v, T, Z) &= 0; \\ f_j^u(P, T, X) &= f_j^v(P, T, Y); \\ x_j m_L + y_j m_V &= Z_j; \\ \sum x_j &= 1; \quad \sum y_j = 1; \quad j = 1, 2; \\ dQ_{об_i} &= r_i dG_{об_i} + d(G_{об_i} \cdot C_p \cdot \Delta T); \\ dQ_{np_i} &= r_i dG_{np_i} + d(G_{np_i} \cdot C_p \cdot \Delta T); \\ dQ_{об_i} &= dQ_{np_i} = q_i \Pi_i dl; \\ d(G^u x_1) &= -d(G^u y_1); \\ d(G^u x_2) &= -d(G^u y_2). \end{aligned} \quad (9)$$

Чаще всего при описании двухфазного потока используется одномерная модель, в которой предполагается, что все параметры пара и жидкости изменяются только по длине канала и постоянны по сечению. Коэффициенты тепло- и массоотдачи определяют по зависимостям, полученным эмпирическим путем.

В нашем случае при расчете теплообменного аппарата, работающего на смеси R14-R22, была применена упрощенная модель, в которой не учитывалось изменение режимов течения. Кроме того, при расчете коэффициентов теплоотдачи пренебрегали термическим сопротивлением фазового перехода, т.е. полагали, что температуру поверхности конденсации можно рассматривать как температуру насыщения пара при давлении насыщения. Также не учитывалось термическое сопротивление подвода тепла от пара к поверхности конденсации. Максимальные погрешности в определении коэффициентов теплоотдачи на участках фазовых переходов при сделанных допущениях достигали 28%. Однако, так как процессы кипения и конденсации происходят не по всей длине теплообменного аппарата и интенсивность этих процессов существенно превышает интенсивность теплоотдачи от потоков перегретого пара, то в среднем погрешность в определении коэффициентов теплоотдачи по всему теплообменнику составляет 11-15%.

Указанные системы уравнений решались с учетом сделанных допущений при использовании следующих соотношений для определения коэффициентов теплоотдачи в прямом  $\alpha_{np}$  и обратном  $\alpha_{об}$  потоках однофазных сред:

$$\alpha_{np} = (1 + 1,77 \frac{d_a}{R_{cp}}) \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda}{d_a}, \quad (10)$$

$$\alpha_{об} = 0,0263 Re^{0,85} \frac{\lambda}{d_{экв}}. \quad (11)$$

В случае конденсации в прямом потоке

$$\alpha = \alpha_1 \left[ (1-x)^{0,9} + \frac{3,8(1-x)^{0,04} x^{0,76}}{(P/P_{кр})^{0,9}} \right], \quad (12)$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи для однофазной жидкости.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении обратного потока использовалось уравнение:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} = 75 \left( \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot W_{cm}} \right)^{0,7} \left( \frac{v}{a} \right)^{-0,2} \left\{ 1 - \left[ \frac{x' - x'^{0,95}}{x'(1-x')} \right] \right\} \left( \frac{T_{об}}{T_{н.к.}} \right)^{0,4} \quad (13)$$

Если обозначить все члены этого уравнения, кроме  $q$ , через  $A$ , то выражение (13) примет вид:

$$\alpha_{кин} = A q^{0,7}$$

С другой стороны, из равенства тепловых потоков с обеих сторон рабочей поверхности

$$\alpha_{кин} = \frac{\alpha_{np} F_{np} \Delta T_{np}}{F_{об} \Delta T_{об}}. \quad (14)$$

Приняв во внимание, что  $\Delta T_{np} = \Delta T - \Delta T_{об}$ , где  $\Delta T$  - температурный напор, получим:

$$\Delta T_{об} = \frac{\alpha_{np}^{0,3} F_{np}^{0,3}}{A \cdot F_{об}^{0,3}} (\Delta T - \Delta T_{об})^{0,3}. \quad (15)$$

Решив уравнение (15) относительно  $\Delta T_{об}$  с помощью метода Ньютона, определим средний температурный напор на участке теплообменного аппарата, а затем величину коэффициента теплоотдачи.

Гидравлические сопротивления в прямом и обратном потоках в случае однофазного течения определялись по формулам:

$$\Delta P_{np} = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.}; \quad \Delta P_{тр} = \xi_{тр} \cdot \frac{\rho W^2}{2} \cdot \frac{l}{d_a}; \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{м.с.} &= 0,175 \xi \frac{\rho W^2}{2} \cdot \frac{R_{cp}}{d_a} \cdot \delta \cdot Z; \\ \Delta P_{об} &= [0,8 A Re^{-0,27} (Z+1) + 2 \frac{Z_{кип} - t_{ср}}{273 + t_{ср}}] \cdot \frac{\rho W^2}{2}. \end{aligned} \quad (17)$$

При фазовых превращениях:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_{нуб} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.} + \Delta P_{гск.}; \\ \Delta P_{тр} &= \xi_{тр} \frac{\rho' W'^2}{2} \cdot \frac{l}{d} \left[ 1 + X \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]; \\ \Delta P_{нуб} &= [\bar{\varphi} \cdot \rho'' + (1 - \bar{\varphi}) \cdot \rho'] g l \sin \alpha; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\Delta P_{nc} = \xi_N \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right];$$

$$\Delta P_{yck} = \beta' W_0^2 (y_2' - y_1').$$

Для реализации модели теплообменника необходимо располагать надежной информацией о равновесных и неравновесных свойствах рабочих тел, представленной в компактной и удобной для численных методов исследования форме. В качестве единого уравнения состояния, позволяющего описывать термодинамические свойства чистых веществ и их смесей как в однофазной области, так и в областях фазовых равновесий жидкость-пар, жидкость-жидкость, жидкость-жидкость-пар, использовалось уравнение Редлиха-Квонга-Вильсона. Многократный расчет фазовых равновесий проводился по обобщенным методам, разработанным Г.Я.Рувинским.

Транспортные свойства смеси RI4-R22 определялись по уравнениям:

$$\lambda = \sum_{i=1}^n a_i \omega_i^i / (Z_{xp}^{0.5} \cdot \Gamma) + \lambda_0; \quad (19)$$

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i \omega_i^i}{Z_{xp}^{0.7}} \cdot \Delta \eta_{\omega_i} + \eta_0, \quad (20)$$

где  $a_1 = 0,34356 \cdot 10^{-2}$ ;  $a_2 = 0,41868 \cdot 10^3$ ;  $a_3 = -0,33197 \cdot 10^3$ ;  
 $a_4 = 0,11124 \cdot 10^3$ ;  $a_5 = -0,12122 \cdot 10^2$ ;  $\beta_1 = 0,52786 \cdot 10^0$ ;  
 $\beta_2 = -0,17527 \cdot 10^1$ ;  $\beta_3 = 0,47021 \cdot 10^1$ ;  $\beta_4 = -0,36598 \cdot 10^1$ ;  
 $\beta_5 = 0,94932 \cdot 10^0$ .

Эти обобщенные уравнения были разработаны на основе данных об экспериментальных исследованиях неравновесных свойств смеси RI4-R22 в ОТИП им.М.В.Ломоносова и ОТИХП. Зависимости (19) и (20) позволяют описывать указанные свойства жидкости и пара во всем диапазоне концентраций между чистыми RI4 и R22 в интервале температур и давлений, в котором используется рабочее тело КДСО.

При реализации математической модели рекуперативного теплообменника учитывались энергетические  $\eta_{31}(x)$  и объемные  $\lambda(x)$  характеристики герметичных компрессоров типа ХКВ. Они были получены в результате обработки и аппроксимации экспериментальных данных в виде следующих выражений:

$$\lambda(x) = 0,581 - 0,015x; \quad \eta_{31}(x) = \alpha x^2 + \beta x + c, \quad (21)$$

где  $\alpha = -0,526 \cdot 10^{-2}$ ;  $\beta = 1,052 \cdot 10^{-1}$ ;  $c = -0,9994 \cdot 10^{-1}$  при  $1 < x < 10$ ;  
 $\alpha = -0,242 \cdot 10^{-2}$ ;  $\beta = 0,484 \cdot 10^{-1}$ ;  $c = -0,4598 \cdot 10^{-1}$  при  $10 \leq x \leq 16$ .

Блок-схема реализации модели теплообменника представлена на

рис.1.

Предложенная модель рекуперативного теплообменника, работающего на смесях веществ, позволяет при проведении оптимизационных расчетов определять истинные значения параметров однофазного и двухфазного потоков в различных сечениях теплообменника. Это дает возможность, в итоге, находить оптимальные конструктивные параметры рекуперативного теплообменника.

Для подтверждения адекватности разработанной расчетной модели реальным характеристикам теплообменника на опытных установках были проведены экспериментальные исследования энергетических характеристик КДСО на чистом RI4 и на смеси RI4-R22. Исследования проводились также с целью установления характера изменения  $\lambda(x)$  и  $\eta_{31}(x)$  герметичного компрессора ХКВ-5, работающего в составе КДСО.

Конструкции КДСО, в частности, РГО предусматривали возможность изменения расхода и имитации холодопроизводительности. Расход смеси измерялся при помощи калориметра, установленного на линии всасывания в компрессор.

На рис.2 представлены зависимости эксергетического КИД, холодопроизводительности и составляющих энергетического баланса от расхода через холодную часть КДСО, работающей на чистом RI4; на рис.3 - зависимости аналогичных характеристик от давления нагнетания  $P_2$  КДСО, работающей на смеси RI4-R22 с составом  $Z = 0,2$ . Наибольшее расхождение между расчетным и экспериментальным значением холодопроизводительности достигает 8% для чистого вещества и 14% - для смеси. Среднее отклонение  $Q_x$  при вариациях расхода для чистого вещества составляет 6%; при вариациях  $P_2$  для смеси - 9%.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет обеспечить, в целом, удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных для такого сложного объекта как рекуперативный теплообменник, а также дает возможность описывать ряд его особенностей, например, наблюдаемое различие в  $G_{Te}$  и  $G_{Qx}$ , отвечающих максимумам холодопроизводительности  $Q_x$  и эксергетического КИД  $\eta_e$ .

### 3. Результаты режимной и конструктивной оптимизации КДСО

Трудность решения оптимизационной задачи (3) состоит в том, что стандартные методы оптимизации здесь применить сложно, так как одни параметры, такие как  $P$ ,  $P_2$  и  $H_T$ , изменяются непре-

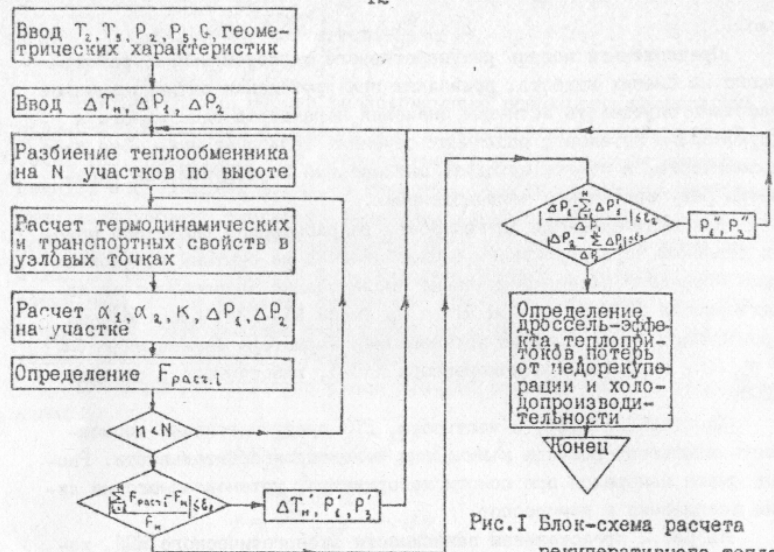


Рис.1 Блок-схема расчета рекуперативного теплообменника

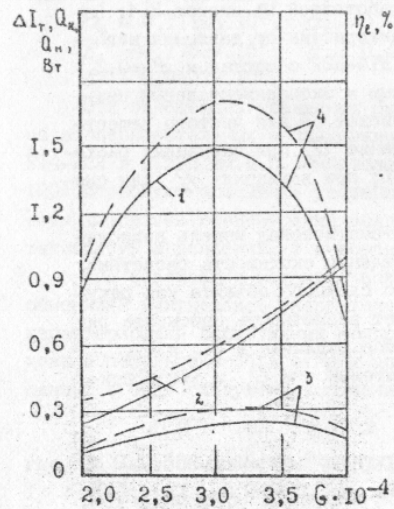


Рис.2 Энергетические характеристики микротеплообменника на RI4 при P<sub>2</sub> = 1,3 МПа: 1 - ΔI<sub>T</sub>; 2 - Q<sub>n</sub>; 3 - Q<sub>x</sub>; 4 - η<sub>e</sub>

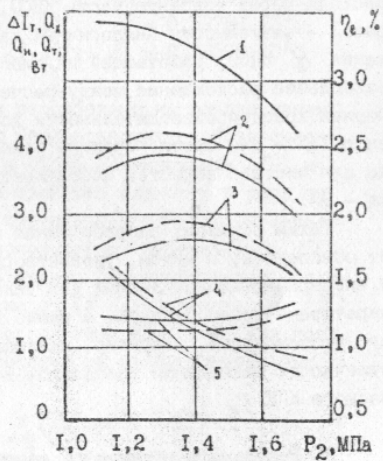


Рис.3 Энергетические характеристики КДСО: 1 - ΔI<sub>T</sub>; 2 - η<sub>e</sub>; 3 - Q<sub>x</sub>; 4 - Q<sub>n</sub>; 5 - Q<sub>r</sub>; рабочее тело - 0,2RI4-0,8R22 --- расчет — эксперимент

равно, другие ( $d_p, d_x, d_{os}$ ) - дискретно. Поэтому на начальном этапе режимная и конструктивная оптимизация КДСО проводилась для случая, когда рабочим телом является RI4. С использованием разработанных математических моделей изучалось влияние отдельных факторов на энергетические характеристики КДСО, проводилась локальная оптимизация. При этом варьировались такие величины, как давление нагнетания  $P_2$ , геометрические характеристики теплообменника  $H_r, d_x, d_p, d_{os}$ . В результате были получены оптимальные значения целевых функций  $Q_x$  и  $\eta_e$  с учетом потерь в герметичном компрессоре и потерь от внешней и внутренней необратимости в рекуперативном теплообменнике, которые обусловлены, во-первых, конструктивными особенностями РТО, во-вторых, его стыковкой с реальным компрессором.

Проведенные расчеты для КДСО, работающей на RI4, показали, что существует оптимальное давление нагнетания, а также капилляры и обечайки оптимальных диаметров, которые соответствуют максимальным значениям  $Q_x$  и  $\eta_e$ . Анализ расчетов позволил также сделать вывод о том, что изменение диаметра ребра незначительно влияет на величины целевых функций. На основании анализа полученных результатов была уточнена методика оптимизации режимных и конструктивных параметров КДСО. На начальной стадии проектирования, когда заданы только  $T_0, T_x, P_2$ , характеристики герметичного компрессора ХКВ и рабочее тело (чистое вещество или смесь конкретного состава), варьируется величина давления нагнетания  $P_2$  и определяется значение холодопроизводительности и эксергетического КД с учетом потерь в компрессоре. Выбираются такие давления нагнетания, которые отвечают максимумам  $Q_x$  или  $\eta_e$ . Далее проводится расчет цикла при выбранных давлениях нагнетания с учетом потерь в холодной части КДСО. Для определения потерь от недорекуперации и теплопритоков, а также гидравлических потерь по прямому и обратному потокам использовалась разработанная программа расчета рекуперативного теплообменника. При этом задавались рядом капилляров различных диаметров и длины (эти параметры при выбранном  $d_{os}$  однозначно определяют длину теплообменника  $H_r$ ). Для каждого из них рассчитывался РТО с определенным числом рядов и заходов. Величина расхода хладагента  $G$  находилась с учетом  $\lambda(\mathcal{E})$  для заданного типа компрессора. Затем определялся диаметр капилляра, которому соответствуют максимальные значения целевых функций. Следующие расчеты проводились при выбранном давлении нагнетания для данного капилляра, но при этом менялись диаметры реб-

ряющей проволоки и обечайки. После определения геометрических характеристик рекуперативного теплообменника уточнялось оптимальное значение давления нагнетания  $P_2$  и затем оптимальные конструктивные параметры.

Расчеты, проведенные по предлагаемой методике, хорошо согласовались с результатами оптимизации, выполняемой методом перебора. Данная методика позволила в десять раз сократить затраты машинного времени при использовании ЭВМ ЕС-1022.

Разработанная методика оптимизации была применена при проектировании систем охлаждения, работающих на смесях R14-R22. На первом этапе по значению температуры криостатирования определялось давление в испарителе  $P_{2c}$ , которое полагалось равным давлению трехфазного равновесия жидкость-жидкость-пар  $P_{3m}(T_x)$ . Согласно правилу фаз Гиббса бинарная система в этих условиях имеет одну степень свободы, то есть заданному уровню охлаждения  $T_x$  отвечает вполне определенное давление. Вначале задавались относительно небольшими потерями холодопроизводительности (недорекуперацией на теплом конце  $\Delta T_H = 5$  К, теплопритоками из окружающей среды, равными 10% от изотермического дроссель-эффекта) и определяли  $P_{2a}^*$ ,  $Z_{2a}^*$ ;  $P_{2ye}^*$ ,  $Z_{2ye}^*$ , отвечающие, соответственно, максимумам холодопроизводительности  $Q_x$  и эксергетического КПД  $\eta_e$ . При этом каждому  $P_2^*$  соответствовал свой оптимальный состав. При этом с ростом  $P_2^*$  состав  $Z^*$  изменялся в сторону увеличения содержания низкокипящего компонента.

Для найденных  $P_{2a}^*$ ,  $Z_{2a}^*$  и  $P_{2ye}^*$ ,  $Z_{2ye}^*$  рассчитывали рекуперативный теплообменник при различных диаметрах капилляра, диаметрах обечайки, диаметрах оребряющей проволоки (см. рис. 4) и вычисляли потери от недорекуперации, теплопритоков и гидравлических сопротивлений в данных конструкциях, а также  $Q_x$  и  $\eta_e$ . Из условий максимума холодопроизводительности  $Q_x$  или эксергетического КПД  $\eta_e$  определяли оптимальные конструктивные параметры теплообменного аппарата.

Далее, с учетом потерь, рассчитанных для оптимальной конструкции теплообменника, проводили корректировку параметров пикла и вычисляли новые значения оптимальных составов и давлений. Затем повторялись процедуры оптимизации теплообменника.

Расчеты проводятся до тех пор, пока не будут выполняться следующие неравенства:

$$\left| \frac{Q_x^c - Q_x^H}{Q_x^c} \right| \leq \varepsilon; \quad \left| \frac{\eta_e^c - \eta_e^H}{\eta_e^c} \right| \leq \varepsilon, \quad (22)$$

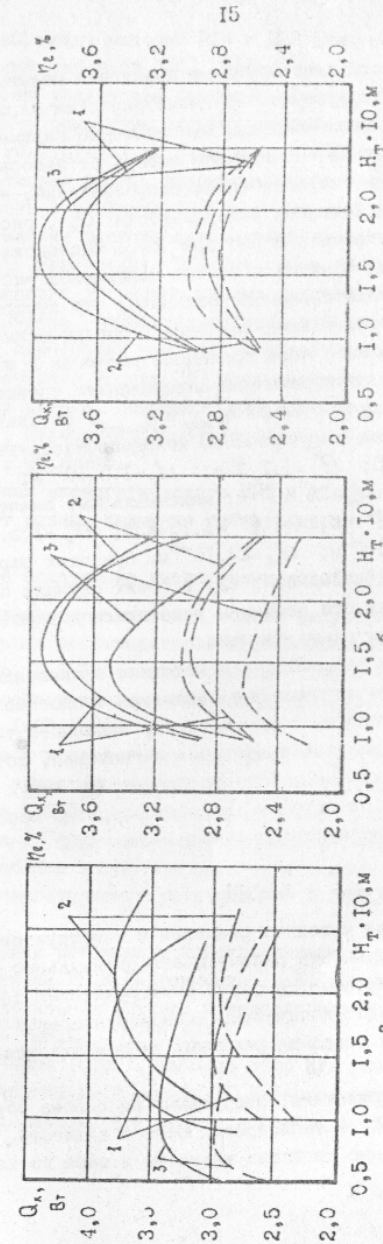


Рис. 4 Энергетические характеристики КДОО на смеси R14-R22

а - при диаметрах капилляра  $d_k$ , м: 1 -  $1,5 \times 10^{-3}$ ; 2 -  $1,9 \times 10^{-3}$ ; 3 -  $0,8 \times 10^{-3}$ ;  
 б - при диаметрах обечайки  $d_{ob}$ , м: 1 -  $28 \cdot 10^{-3}$ ; 2 -  $25 \cdot 10^{-3}$ ; 3 -  $19 \cdot 10^{-3}$ ;  
 в - при диаметрах ребра  $d_p$ , м: 1 -  $0,12 \cdot 10^{-3}$ ; 2 -  $0,19 \cdot 10^{-3}$ ; 3 -  $0,25 \cdot 10^{-3}$   
 — — — — —  $Q_x$   
 - - - - -  $\eta_e$

где  $\varepsilon = 0,05$ .

Интерес представляет изучение поведения целевых функций в точках локальных экстремумов по геометрическим параметрам, характеризующим РТО. Анализ показал, что основные параметры теплообменника оказывают влияние на величины потерь от недорекуперации  $q_n$ , теплопритоков  $q_r$  и гидравлических сопротивлений, и, таким образом, на значения холодопроизводительности  $Q_x$ , эксергетического КПД  $\eta_e$  и работы сжатия компрессора  $L$ . Исследования поведения производных целевых функций в точках максимумов эксергетического КПД и холодопроизводительности, показали, что экстремумам целевых функций соответствуют разные значения геометрических параметров.

В качестве примера была проведена режимная и конструктивная оптимизация КДСО с одновременным определением оптимальных составов смеси R14-R22 для режимов  $Q_{x\max}$  и  $\eta_{e\max}$ . Результаты оптимизации таковы: максимальному значению холодопроизводительности соответствуют  $Z^* = 0,25$ ;  $P_2^* = 1,2$  МПа;  $\alpha_x = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $H_r = 0,150$  м;  $\alpha_p = 0,19 \cdot 10^{-3}$  м;  $\alpha_{os} = 25 \cdot 10^{-3}$  м; максимальному значению эксергетического КПД —  $Z^* = 0,24$ ;  $P_2^* = 1,15$  МПа;  $\alpha_x = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $H_r = 0,125$  м;  $\alpha_p = 0,17 \cdot 10^{-3}$  м;  $\alpha_{os} = 22 \cdot 10^{-3}$  м. При этих параметрах  $Q_{x\max} = 4,45$  Вт;  $\eta_{e\max} = 3,83\%$ . Значения  $\alpha_x$  в обоих случаях получились одинаковыми, так как эти величины изменялись дискретно, а шаг их изменения был относительно большим.

Таким образом, разработанная методика оптимизации позволяет определить не только оптимальные параметры теплообменника, работающего в составе системы с компрессором заданного типа, но и оптимальные значения состава и давления нагнетания, которые обеспечивают максимальные значения холодопроизводительности и эксергетического КПД системы охлаждения. Ее целесообразно использовать в системах автоматизированного проектирования КДСО.

#### ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика режимной и конструктивной оптимизации КДСО дает возможность рассчитывать оптимальные значения состава, давления нагнетания, а также конструктивные параметры КДСО и, тем самым, сокращает количество экспериментальных исследований, необходимых для создания реальных систем охлаждения на смесях веществ.

2. Обобщенные уравнения, полученные на основе обработки экспериментальных данных по теплопроводности и вязкости, позволяют описывать неравновесные свойства жидкости и пара во всем диапа-

зоне концентраций между чистыми R14 и R22 для температур и давлений, при которых работает КДСО. Использование этих уравнений совместно с единым уравнением состояния Редлиха-Квонга-Вильсона позволяет получить замкнутую систему теплофизического обеспечения режимной и конструктивной оптимизации КДСО.

3. Разработанная модель рекуперативного теплообменника дает хорошую сходимость с результатами экспериментов. Среднее отклонение  $Q_x$  при вариациях расхода для чистого вещества составляет 6%, при вариациях  $P_2$  для смеси — 9%. Она носит обобщенный характер, так как при вариациях  $Z$  можно одними соотношениями описывать транспортные свойства, коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления в однофазных областях и областях фазовых переходов.

4. Математическая модель РТО может описывать ряд характерных особенностей работы, например, наблюдаемое различие в значениях  $G_{ra}$  и  $G_{ac}$ , отвечающих, соответственно, максимумам  $\eta_e$  и  $Q_x$  при  $P_1 = idem$ ,  $P_2 = idem$ .

5. Максимумам эксергетического КПД и холодопроизводительности соответствуют разные значения геометрических параметров.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Разработка математической модели рекуперативного теплообменника дроссельных рефрижераторов /Г.К.Лавренченко, В.В.Волгушев, Н.В.Дремова, Э.И.Табачник.— Одесса, 1983.— 20с.— Рукопись представлена Одесск.технол.ин-том холод.про-сти. Деп. в УкрНИИТИ 30 дек. 1983, № I483 УкД83.

2. Создание и исследование дроссельной рефрижераторной системы на уровень криостатирования 190 К с использованием герметичного компрессора К-063 /Г.К.Лавренченко, А.В.Тригуб, В.В.Волгушев, Н.В.Дремова //Тезисы докладов Всесоюзной школы семинара "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок".— М.:МВТУ.— 1983.— С.22—23.

3. Оптимизация режимных и конструктивных параметров дроссельных рефрижераторов /Г.К.Лавренченко, Н.В.Дремова, В.В.Волгушев, А.В.Тригуб //Холодильная техника и технология: Респ.межвед.науч.-техн.сб.— 1988.— Вып.47.— С.10—16.

4. А.с. 1134856 (СССР). Рабочее тело для низкотемпературной компрессионной холодильной машины /Г.К.Лавренченко, В.В.Волгушев, А.В.Тригуб, Н.В.Дремова, И.А.Кравец.— Опубл. в БИ.— 1985, №2.

xv 1099

## Условные обозначения

$Z$  - валовый состав;  $P$  - давление;  $T$  - температура;  $Q_x$  - холодопроизводительность;  $\eta_e$  - эксергетический К.П.Д.;  $\eta_{эл}$  - электрический К.П.Д. компрессора;  $\beta$  - степень повышения давления;  
 $\lambda$  - коэффициент подачи;  $v$  - удельный объем;  $\Delta i_T$  - изотермический дроссель-эффект;  $|T_e|$  - эксергетическая температурная функция;  $V_2$  - секундный объем, описываемый поршнями компрессора;  
 $q_i$  - удельные потери холодопроизводительности;  $l$  - удельная работа сжатия компрессора;  $C$  - конструктивные характеристики теплообменника;  $G$  - расход хладагента;  $\bar{V}$  - истинное объемное паросодержание;  $\xi$  - коэффициент сопротивления;  $\alpha$  - коэффициент температуропроводности;  $Pr$  - критерий Прандтля;  $Re$  - критерий Рейнольдса;  $\sigma$  - поверхностное натяжение;  $d$  - диаметр;  
 $H$  - высота;  $\Delta P$  - гидравлические сопротивления;  $r$  - теплота парообразования;  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи.

## Индексы

$1$  - всасывание;  $2$  - нагнетание;  $0$  - окружающая среда;  
 $x$  - холодный источник;  $пр$  - прямой поток;  $об$  - обратный поток;  $к$  - капилляр;  $р$  - ребро;  $об$  - обечайка;  $кр$  - критический.

*Друж*