

Автореф
Б28

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА

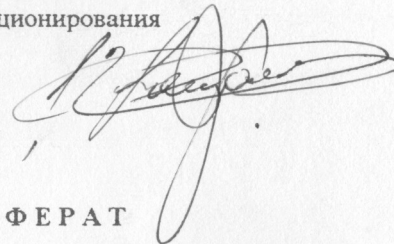
На правах рукописи
УДК 621.565

Батал Омар Хосаин

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРНЫХ
СИСТЕМ КРУПНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ
УСТАНОВОК**

Специальность 05.04.03 - Холодильная и криогенная техника,
системы кондиционирования

XV 893
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Бібліотека



АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Одесса - 1997

Работа выполнена в Одесской Государственной Академии Холода.

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники Украины, доктор технических наук, профессор В. П. Чепурненко

Официальные оппоненты: - доктор технических наук, профессор А. М. Войтко
- кандидат технических наук,
старший научный сотрудник А. М. Чернозубов

Ведущая организация - Одесская государственная морская академия

Защита диссертации состоится "16" июня 1997 г. в 11 часов на заседании специализированного Совета Д.05.20.01 при Одесской Государственной Академии Холода по адресу ⁰²⁶ 270100, г. Одесса, ул. Дворянская, 1/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОГАХ.

Автореферат разослан "15" мая 1997 г.

В. А. Календарьян

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Конденсаторные системы холодильных установок (аммиачных, хладоновых) являются одними из важнейших элементов последних. При создании конденсаторных систем обычно существенное внимание уделяется оценке конструктивных особенностей конденсаторов и в недостаточной мере схемному оформлению узла "конденсатор-линейный ресивер", что на практике приводит к нарушениям работы холодильных установок. Величина реального теплового потока в конденсаторах порой достигает 50% значения от проектного. Ситуация усугубляется в схемах холодильных установок с разнотипными конденсаторами имеющими разное внутреннее гидравлическое сопротивление. Схема компоновки конденсаторной системы должна учитывать все особенности - местоположение конденсатора, конструкцию трубопровода газообразного агента, типа аппарата и т.п. В конечном итоге эффективность конденсаторных систем определяет возможность экономии энергетических ресурсов при эксплуатации холодильных установок.

Простое решение обеспечивается созданием схемы по "связкам" - конденсатор-линейный ресивер. Однако применимость такой схемы ограничивает эксплуатационные возможности установки и приводит к дополнительным затратам, связанным с использованием большого количества ресиверов. Громоздкость, значительная трудоемкость обслуживания подобных узлов свидетельствуют в пользу поиска новых схемных решений, обеспечивающих эффективное использование конденсаторов. Последние годы характеризуются повышенным интересом к возможностям разработки оптимальных схем, как основы совершенствования конденсаторных систем (Коль Р.А., Горланд М.В., Доссат Р.Д.). Разработки последних лет, не выходя за рамки принятых рекомендаций по проектированию, в которых основой для выбора параметров трубопроводов слива конденсата рекомендуется принимать скорость агента не более 0,5 м/с. О местоположении уравнительной линии высказываются противоречивые суждения, не говоря уже о том, что нет достаточно обоснованных рекомендаций по выбору ее геометрических параметров..

Цикл работ, выполненных в ОГАХ по созданию схемных решений узла "конденсатор-линейный ресивер", является основой для разработки научно обоснованных способов решения проблем отвода конденсата.

Цель исследования состоит в разработке схемных решений конденсаторных систем на основе результатов экспериментальных исследований слива конденсата, обоснованию геометрических параметров уравнильной линии, формулированию общих рекомендаций по созданию конденсаторных систем с различными аппаратами.

Научную новизну работы составляют:

- методика и результаты исследований процессов слива жидкости, обеспечивающие прогнозирование геометрических размеров отводящих трубопроводов конденсаторов;
- результаты расчетно-теоретических исследований геометрических параметров уравнильных линий;
- методика технико-экономической оценки холодильных систем с различными степенями сжатия агента.

На основе полученных результатов сформулировано и обосновано **научное положение**:

отвод жидкости из аппаратов конденсаторных систем, включающих более одного конденсатора, особенно различных типов их, осуществляется под разностью давлений определяемой общим гидравлическим сопротивлением системы.

Обоснованность рекомендаций и научного положения подтверждается использованием отработанной методики экспериментального исследования, применением поверенных контрольно-измерительных приборов, хорошим согласованием результатов расчетных и экспериментальных исследований.

Практическая ценность: получен большой расчетный и экспериментальный материал, разработаны схемные решения конденсаторных систем холодильных установок.

Апробация работы: основные результаты исследования докладывались на: International Conference CFCs. The Day AFTER Joint Meeting of IIR commissions B1, B2, E1 and E2 Padova 21-23 Sept., 1994 - Italia.

Публикации: по теме диссертации опубликован один доклад в трудах международной конференции и 2 информационных листка о научно-технических достижениях.

Структура и объем диссертации: Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка использованных источников и содержит 125 стр. текста, 06 таблиц и 40 рисунков. Библиография 91 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

В первой главе включает анализ современных тенденций конструирования конденсаторов холодильных установок, определение группы наиболее широко используемых конденсаторов.

Обзор теоретических и экспериментальных исследований позволил установить современный уровень знаний процессов в конденсаторных холодильных установках, сформулированы следующие задачи исследований:

- Теоретическое и экспериментальное изучение влияния подтопления конденсаторов на энергетические показатели цикла холодильной установки;
- Экспериментальные исследования гидродинамики в отводящих коммуникациях конденсаторных систем, разработка методики их расчета;
- Обоснование компоновочных решений систем, разработка методики определения геометрических параметров уравнильных линий;
- Разработка практических рекомендаций для конструирования конденсаторных систем промышленных холодильных установок.

Вторая глава посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию влияния подтопления конденсаторов жидким агентом.

При этом оценка изменения состояния газа над жидкостью, выполнена по уравнению Ван-дер-Ваальса для реального газа

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = R \cdot T \quad (1)$$

а зависимость температуры конденсации от давления в диапазоне от 293 до 328 К (20 - 45 °С) представлена соотношением вида $T = c \cdot p + B$.

Получена следующая зависимость давления от удельного объема

$$p = \frac{B \cdot R}{(v - b - c \cdot R)} - \frac{a \cdot v}{v \cdot (v - b - c \cdot R)} + \frac{a \cdot b}{v^2 \cdot (v - b - c \cdot R)} \quad (2)$$

на основании которой установлена зависимость приращения давления от изменения удельного объема.

$$\Delta p = \frac{-273 \cdot R \cdot v^3 + 2 \cdot a \cdot v^2 - a \cdot (4 \cdot b + c \cdot R) \cdot v + 2 \cdot a \cdot b \cdot (b + c \cdot R)}{v^3 \cdot (v - b - c \cdot R)^2} \cdot \Delta v \quad (3)$$

Приняв за начальное состояние газа в конденсаторе значение температуры агента в пределах от 20 до 45 °С запишем результирующие уравнения для наиболее используемых холодильных агентов: R717, R12, R22. (таблица 1).

Таблица 1.

Хладон	R-717	R-12	R-22
$t_k = 20 \text{ C}$	$-6,4 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-19,4 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-38 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$
$t_k = 25 \text{ C}$	$-8,75 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-25,4 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-50 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$
$t_k = 30 \text{ C}$	$-11,94 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-33,24 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-65 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$
$t_k = 35 \text{ C}$	$-16,22 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-43,25 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-86 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$
$t_k = 40 \text{ C}$	$-21,8 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-55,4 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-113 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$
$t_k = 45 \text{ C}$	$-29,5 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-71 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$	$-148 \cdot 10^6 \cdot \Delta v$

Полученные соотношения (табл.1) использованы для количественной оценки последствия частичного подтопления конденсаторов известных конструкций.

При этом в качестве функции принят комплекс $\Delta N_i / N_{i6}$, где ΔN_i дополни-

тельная индикаторная мощность цикла с подтоплением, N_{i6} - индикаторная мощность базового цикла без подтопления.

С целью сравнения расчетных и опытных результатов выполнены экспериментальные исследования на хладоновой холодильной установке с вертикально-трубным конденсатором с воздушным охлаждением площадью поверхности 80 м², с коллекторным узлом. Исследованы три варианта отвода холодильного агента при 0%, 10% и 23% подтоплением внутреннего объема конденсатора.

Исследования реализованы при температурах наружного воздуха от -2 до 4,2 °С, скорости воздуха в живом сечении пучка конденсатора 3,8 м/с, давлениях конденсации от 0,58 до 0,71 МПа, кипения от 0,18 до 0,22 МПа.

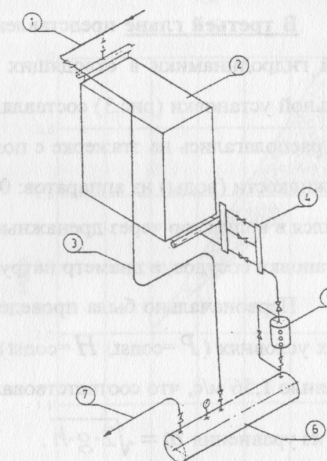
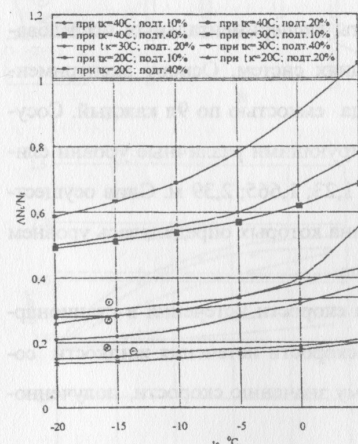


Рис.1. Зависимость относительного приращения расхода электроэнергии от температуры кипения (конденсатор $F=80 \text{ м}^2$, R12):

- 1, 2, 3, 4 - экспериментальные точки:
 ⊖ - $t_k = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, подтопление 23%;
 ⊕ - $t_k = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, подтопление 10%;
 ⊗ - $t_k = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, подтопление 23%;
 ⊙ - $t_k = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, подтопление 10%;

Рис.2. Схема экспериментального узла лабораторной холодильной установки. 1 - трубопровод нагнетания; 2 - конденсатор КВО-80; 3 - уравнительная линия; 4 - регулятор уровня подтопления; 5 - бак мерный; 6 - линейный ресивер; 7 - линия жидкости.

Подогревание конденсаторов сопровождалось увеличением теплового потока в конденсаторе и уменьшением холодопроизводительности установки. При этом установлено, что подогревание конденсатора приводит к изменению соотношения между давлением кипения и конденсации таким образом, что в результате подогревания возрастает степень сжатия в компрессоре. Зафиксированное превышение величины электрической мощности в циклах с подогреванием над циклами без подогревания составило от 0,67 до 1,29 кВт.

Экспериментально полученные относительные приращения индикаторной мощности $\Delta N_i / N_{i6}$ для конденсатора $F=80 \text{ м}^2$ хорошо согласуются с расчетными данными (рис.1). Расхождения не превышало 8 - 10%.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований гидродинамики в отводящих коммуникациях систем. Основу экспериментальной установки (рис.3) составляли два сосуда емкостью по 9 л каждый. Сосуды располагались на этажерке с полками имитирующими различные уровни слива жидкости (воды) из аппаратов: 0; 0,5; 0,735; 1,23; 1,665; 2,39 м. Слив осуществлялся в коллектор через дренажные линии, длина которых определялась уровнем установки сосудов, а диаметр патрубком у сосуда.

Первоначально была проведена проверка скорости истечения в стационарных условиях ($P=\text{const}$, $H=\text{const}$). Величина скорости истечения жидкости составило 1,56 м/с, что соответствовало расчетному значению скорости, полученному из уравнения $\omega = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$.

В дальнейшем величина скорости истечения жидкости в стационарных условиях являлась контрольным значением, с которым сравнивались результаты экспериментальных значений скоростей, полученных при переменном уровне в экспериментальных сосудах. Влияние высоты размещения сосудов на величины средне интегральных скоростей и падения давления в сливных линиях приведены на рис.3. Подъем сосудов обеспечивает "подтягивание" скорости жидкости в сливной линии до значения 1,56 м/с и более. Величина "подсоса" жидкости в

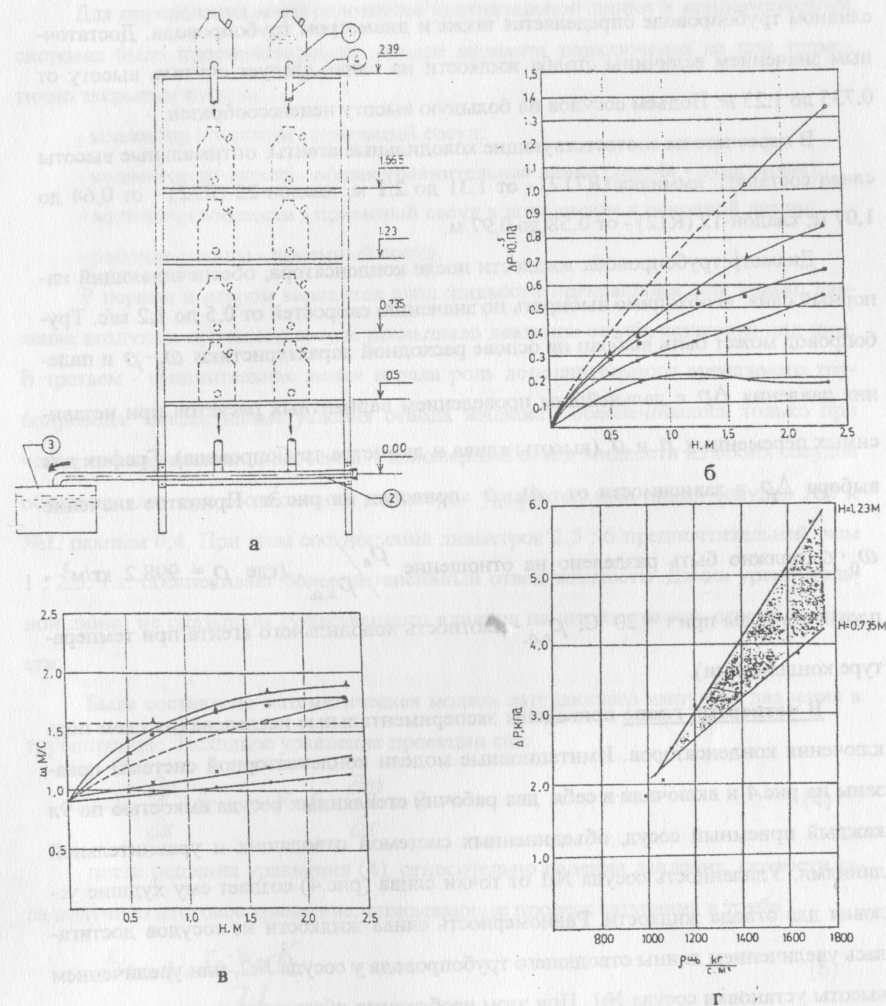


Рис.3. Экспериментальные исследования гидродинамики слива. а) экспериментальная установка: 1 - экспериментальный сосуд; 2 - коллектор; 3 - емкость; 4 - дренажные линии. б) в) - влияние высоты размещения сосудов на падение давления, скорость жидкости в дренажной линии: • - \varnothing 3 мм; × - \varnothing 4 мм; ■ - \varnothing 6,5 мм; ▲ - \varnothing 8 мм; ○ - \varnothing 10 мм; г) зависимость величины падения давления от массовой скорости жидкости.

сливном трубопроводе определяется также и диаметром трубопровода. Достаточным значением величины столба жидкости на сливе следует считать высоту от 0,735 до 1,23 м. Подъем сосудов на большую высоту нецелесообразен.

В пересчете на соответствующие холодильные агенты, оптимальные высоты слива составят: аммиака (R717) - от 1,31 до 2,1 м, хладон-22 (R22) - от 0,64 до 1,07 м; хладон-12 (R12) - от 0,58 до 0,97 м.

Диаметр трубопровода жидкости после конденсатора, обеспечивающий напорный слив, необходимо выбирать по значению скоростей от 0,5 до 1,2 м/с. Трубопровод может быть выбран на основе расходной характеристики $\omega_0 \cdot \rho$ и падения давления Δp с дальнейшим проведением вариантных расчетов при независимых переменных h и d (высоты слива и диаметра трубопровода). График для выбора Δp в зависимости от $\omega_0 \cdot \rho$ приведен на рис.3г. Принятое значение

$\omega_0 \cdot \rho$ должно быть разделено на отношение $\frac{\rho_s}{\rho_{x.a.}}$, (где $\rho_s = 998,2 \text{ кг/м}^3$ - плотность воды при $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho_{x.a.}$ - плотность холодильного агента при температуре конденсации).

В четвертой главе приведены экспериментальные исследования схем подключения конденсаторов. Имитационные модели конденсаторной системы показаны на рис.4 и включали в себя два рабочих стеклянных сосуда емкостью по 9л каждый приемный сосуд, объединенных системой отводящих и уравнивательных линиями. Удаленность сосуда №1 от точки слива (рис.4) создает ему худшие условия для отвода жидкости. Равномерность слива жидкости из сосудов достигалась увеличением длины отводящего трубопровода у сосуда №2, или увеличением высоты установки сосуда №1. При этом необходимо обеспечить наклон коллектора в сторону отвода жидкости. Равномерный отвод жидкости из двух сосудов установленных на одинаковой геометрической отметке достигается через горизонтальный коллектор, оборудованный центральным отводом (рис.4б).

Для определения местоположения уравнивательной линии в конденсаторных системах было проанализировано четыре варианта подключения ее при герметично закрытых сосудах:

- коллектор жидкости - приемный сосуд;
- коллектор жидкости - общая уравнивательная линия (рис.4а - пунктиром);
- коллектор жидкости - приемный сосуд в дополнение к основной линии;
- рабочие сосуды - приемный сосуд.

В первом и втором вариантах слив жидкости прекращался, как только давление воздуха в приемном сосуде превышало давление столба жидкости над ним. В третьем - уравнивательная линия играла роль дополнительного дренажного трубопровода. Эффективные условия отвода жидкости обеспечивались только при четвертом варианте подключения. Равномерный отвод жидкости из обоих сосудов обеспечивался при соотношении диаметров уравнивательных линий сосудов №2 и №1, равным 0,4. При этом соотношение диаметров 2,5 : 6 предпочтительней, чем 1 : 2,5. т.к. обеспечивает более интенсивный отвод жидкости. Длина уравнивательной линии не оказывала существенного влияния на интенсивность отвода жидкости.

Была составлена математическая модель затухающего импульса давления в трубопроводе. Исходное уравнение проекции сил:

$$-F \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \Delta x + \rho \cdot F \cdot \Delta x \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = 0 \quad (4)$$

после решения уравнения (4), относительно падения давления, скорости газа получило итоговое уравнение, описывающее процесс затухания в трубе

$$e^{K/4} = 1 + \frac{\tau_k \cdot \omega_0 \cdot K}{2 \cdot l} \quad (5)$$

где K - характеристика уравнительного трубопровода:

$$K = \frac{1}{\varphi^2} + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \xi \quad (6)$$

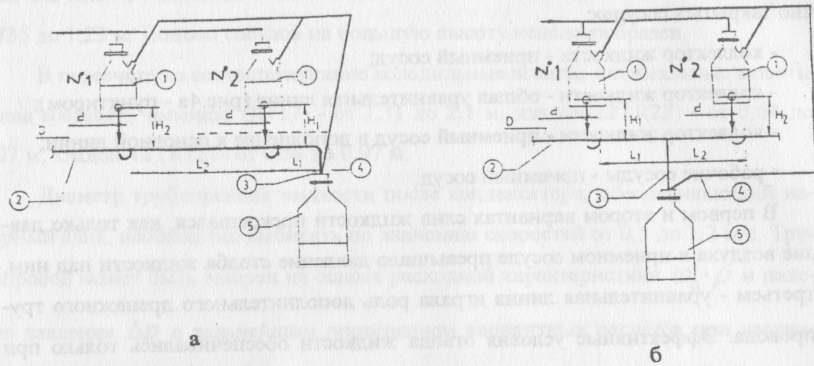


Рис.4 Имитационные модели схемы конденсаторного узла: а) вариант 1; б) вариант 2. 1 - экспериментальный сосуд; 2 - коллектор жидкости; 3 - дренажный канал; 4 - уравнивательная линия; 5 - приемный сосуд.

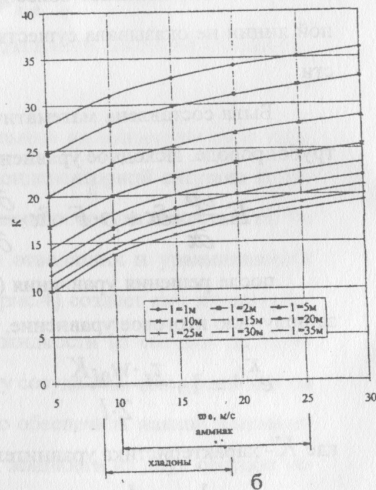
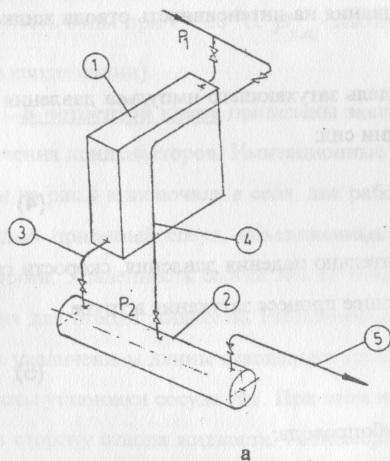


Рис.5 Типовой элемент конденсаторной системы (а) для расчета параметров уравнивательной линии и комплекс К в зависимости от начальной скорости ω_0 и длины трубопровода l (б). 1 - конденсатор; 2 - линейный ресивер; 3 - линия дренажная; 4 - линия уравнивательная; 5 - линия отвода жидкости.

Используя типовую схему "обвязки" сосудов (рис.5а) проведены варианты расчеты по определению комплекса K для которого построены графики зависимости от начальной скорости пара в трубе ω_0 (рис.5б).

Выбор конструкции уравнивательного трубопровода предлагается проводить по значению комплекса K (рис.5б). Исходя из рекомендуемого диапазона скоростей на графиках обозначены области использования графиков.

Анализ литературных источников и проведенные исследования позволили разработать ряд рекомендаций по конструированию конденсаторных систем, основные идеи, которых реализованы в схемах (рис.6).

В простейшей холодильной установке свободный слив из конденсатора обеспечивается трубопроводом, рассчитанным по скорости $\omega = 0,5$ м/с. При этом длина вертикального трубопровода не регламентируется, уравнивательная линия обязательна, а точки подключения ее - нагнетательный трубопровод-линейный ресивер (рис.6а). В схеме подключения, содержащей два и более однотипных аппарата осуществляется напорный слив. При этом минимальная длина из дренажных линий выбирается из рекомендуемых величин. Длина горизонтального участка трубопровода минимальна, уклон его не менее 1:50; а вентиль располагается на вертикальном участке; сливные линии оборудуются гидрозатвором, а коллектор наклонен в сторону слива с уклоном не менее 1:100. Наличие уравнивательной линии обязательно и точки подключения ее по выше описанному варианту (6.б.). Различие в гидросопротивлениях разнотипных аппаратов определяет максимальную длину дренажного трубопровода у испарительного, минимальную у водяного конденсаторов (рис.6.в). Остальные элементы схем такие же как и по ранее рассмотренному варианту.

Выполнен технико-экономический анализ конденсаторных систем с точки зрения изменения степени сжатия и температурных границ цикла в результате подтопления конденсаторов жидкостью. Получена общая зависимость для определения приведенных затрат при изменении температурных границ по сравнению с базовым циклом.

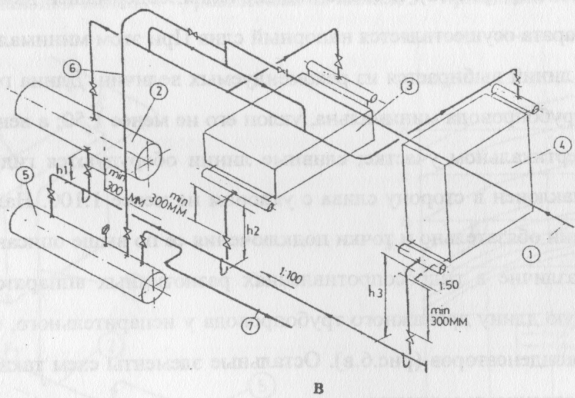
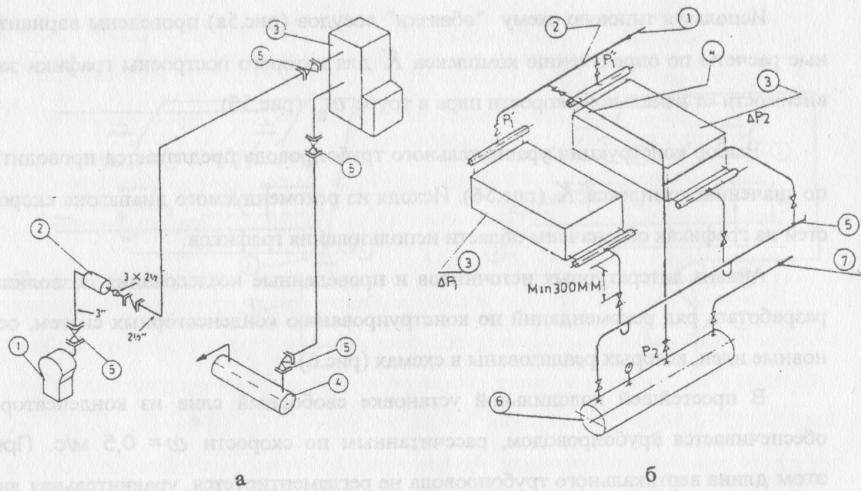


Рис.6. Принципиальные схемы конденсаторных систем. а) - **одноконденсаторной**: 1 - компрессор; 2- маслоотделитель; 3 - конденсатор; 4 - линейный ресивер; 5 - запорная арматура; б) с **однотипными конденсаторами**: 1 - трубопровод нагнетания; 2 - коллектор газовый; 3 - конденсатор; 4 - линия уравнивающая; 5 - коллектор жидкости; 6 - ресивер линейный; 7 - линия отвода жидкости; в) с **разнотипными конденсаторами**: 1 - трубопровод нагнетания; 2 - конденсатор водяной; 3 - конденсатор воздушный; 4 - конденсатор испарительный; 5 - ресивер линейный; 6 - линия уравнивающая; 7 - линия отвода жидкости.

При изменении температуры конденсации ($T_0 = \text{const}$) формула для определения приведенных затрат имеет вид:

$$ПЗ_2 - ПЗ_1 = \frac{\left(\frac{\Delta i_k}{q_0}\right) \cdot Q_0 \cdot \left(\alpha \cdot \lambda_{w_1} - \lambda_{w_2}\right) \cdot S_3 \cdot \tau}{\lambda \cdot w_2 \cdot \lambda_{w_1} \cdot \eta_m \cdot \eta_s} \quad (7)$$

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Конденсаторные системы крупных холодильных установок компонуются как правило несколькими конденсаторами, связанными с одним (двумя) линейными ресиверами.
2. Ненадлежащее исполнение конденсаторных систем холодильных установок приводит к накоплению жидкости в аппаратах, подтоплению части теплообменной поверхности их.
3. Подтопление конденсаторов приводит к перераспределению давлений конденсации и кипения так, что общая степень сжатия в компрессоре возрастает. Следствием подтопления является увеличение расхода электроэнергии на производство холода.
4. Слив жидкости из конденсаторов происходит под действием разности давлений, определяемой геометрическими параметрами установки конденсаторов. Рекомендуемые значения длин дренажных линий от 0,58 до 2,1 м, в зависимости от используемого агента.
5. Главной характеристикой отводящих линий конденсаторных систем является расход жидкости, определяющий их пропускную способность. Конструирование отводящих линий необходимо проводить по падению давления по тракту агента.
6. Уравнивающая линия в конденсаторных системах обязательна. Точки подключения уравнивающей линии: - нагнетательный трубопровод (коллектор) - линейный ресивер. Длину и диаметр линии необходимо выбирать по характеристике K .

7. Вариант системы безнапорного слива конденсата из аппарата в ресивер, в котором диаметр дренажного трубопровода выбран из рекомендованной скорости $w=0,5$ м/с может быть принят для единичных спаренных элементов системы (конденсатор-линейный ресивер).

8. В случаях параллельной эксплуатации нескольких аппаратов конденсаторных систем необходимо использовать "напорный" слив жидкости. Скорость жидкости в отводящих линиях от 0,5 до 1,2 м/с. Вход в коллектор слива через гидрозатвор, минимальные параметры которого определяется диаметром изгиба его трубки.

9. Выполненный технико-экономический анализ позволил определить зависимость приращения приведенных затрат от температурных границ цикла.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Cherpurnenko V.P., Gogol N.I., Lagutin A.E. Batal O.H. Capacity of refrigerating unit condensers when different constructions of connecting circuits are used. International Conference CFCs. The Day AFTER Joint Meeting of IIR commissions B1, B2, E1 and E2, Padova 21-23 Sept., p.p.659-669, 1994 - Italia.
2. Батал О.Х., Чепурненко В.П., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е. Элементы схем конденсаторных систем. / Информационный листок о научно-техническом достижении №076-97, г. Одесса, ОЦНТИЭ, -1997, 4 с.
3. Батал О.Х., Чепурненко В.П., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е. Схемы компоновки узла конденсатор-линейный ресивер. / Информационный листок о научно-техническом достижении №080-97, г. Одесса, ОЦНТИЭ, - 1997, 6 с.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.

P -давление, МПа; t - температура, С; v - удельный объем, м³/кг; a, b - постоянные уравнения; R - газовая постоянная, Дж/(кг .К); ω - скорость среды, м/с; H - высота, м; g - ускорение свободного падения, м/сек²; F - площадь

сечения, м²; ρ - плотность среды, кг/м³; x - координата длины, м; τ - время, с; l - длина, м; φ - коэффициент скорости; λ - коэффициент трения при движении среды в трубах; d - диаметр трубопровода, м; ξ - коэффициент местного сопротивления; N - мощность, кВт; Δ - приращение величины; δ - минимальное приращение величины; ε - холодильный коэффициент; Q - холодопроизводительность, кВт; S - стоимость, грн. η - коэффициент полезного действия; Π - приведенные затраты; C - теплоемкость жидкости, кДж/кг; r - скрытая теплота фазового превращения, кДж/кг;

ИНДЕКСЫ.

i - индикаторный; b - базовый; v - воды; $x.a.$ - холодильного агента; n - нулевой (начальный); p - полный (конечный); k - конденсация; o - испарения; $sr.$ - средний; $1,2$ - первый, второй; m - механический; ε - электрический; $ж$ - жидкости.

АНОТАЦІЯ

Батал Омар Хосаин. Дисертація на здобуття вченого ступеню кандидата технічних наук за спеціальністю 05.04.03 - холодильна та криогенна техніка, системи кондиціонування.

Одеська Державна Академія холоду. Одеса. 1997.

В дисертації розглядаються умови паралельної та одночасової експлуатації апаратів конденсаторних систем. Наслідком неправильної компоновки конденсаторних систем є неефективна їх робота, підтоплення теплообмінних апаратів. Підтоплення діє в напрямку підвищення ступеню стискування, підвищення енергоємності циклу.

Доведено, що лінія порівняння тиску є обов'язковою в конденсаторних системах. Довжина і розмір її мають бути знайдені з характеристики системи, яка включає в себе співвідношення довжини і діаметра.

Наведені схеми компоновки конденсаторних систем холодильних установок, які включають один, два і більше конденсаторів. Для більшості схем реко-

мендовано напірний злив з довгими дренажними лініями, тропами, порівнювальними лініями між нагнітальним колектором та ресівером.

Захищається наукове положення, яке конкретизує оптимальне значення швидкості руху рідини в зливних дренажних лініях, довжину дренажної лінії.

Ключові слова: конденсаторна система, підтоплення конденсаторів, ступінь стискування, дренажні трубопроводи, порівнювальна лінія, схеми компоновки.

SUMMARY Batal Omar Hosain

The dissertation for the scientific degree of the candidate of technical sciences of specialty 05.04.03 - Refrigerating, cryogenic technology and systems of conditioning.

Odessa State Academy of Refrigeration. Odessa. 1997.

In the dissertation the conditions of parallel and simultaneous operation of condenser system equipment are considered. The result of wrong condenser systems design is their inefficient work, submersion of heat devices. Submersion functions in the direction of increasing of degree of compression and power consumption of a cycle.

It is proved that the equalizing pressure line is compulsory in condenser system. Its length and size should be determined from the characteristic of a system, which includes a ratio of length and diameter.

There are given schemes of design of condenser system of refrigerating installations, which include one, two and more condensers. For the majority of the systems there is recommended a pressure drain with long drainage lines, traps, equalizing lines between the charging collector and receiver.

A scientific thesis, which specify an optimum value of liquid velocity in drainage lines (pipe) and length of drainage line is protecting.

Key words: a condenser system, submersion of condensers, degree of compression, drainage pipelines, equalizing line, scheme of design,

xv 893
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Бібліотека

Подп. в печ. 7.05.97г.

Бумага финская
Заказ 65

Офсетная печать
Тираж 100

Производственно-полиграфический отдел ОЦНТЭИ
Украина, 270026, г.Одесса, ул.Ришельевская, 28.