

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1955 года №1

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1955 года №1 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 79 с.

ISBN 978-5-458-64561-4

ISBN 978-5-458-64561-4

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

Из графика следует, что число оборотов компрессора не влияло на величину объемного коэффициента подачи.

При стандартном режиме работы холодильной машины холодопроизводительность компрессора определялась величиной 250000 ккал/час при числе оборотов компрессора 360 в минуту и 330000 ккал/час при $n = 480$ об/мин.

Установленный к компрессору электродвигатель во время испытаний не был полностью загружен даже при числе оборотов компрессора 480 в минуту и относительно высоком температурном режиме работы машины: $t_k = 30^\circ\text{C}$ и $t_0 = -5^\circ\text{C}$. Мощность, потребляемая двигателем, при этом режиме определялась в 130 кВт. При стандартном режиме работы она равнялась 115 кВт.

Для подбора электродвигателя к машине при проектировании холодильных установок представляют интерес полученные значения эффективной мощности компрессора, которые приведены на рис. 4. На этом же графике представлены значения и индикаторной мощности компрессора.

Коэффициенты индикаторной мощности у испытанного компрессора характеризуются относительно небольшими значениями (рис. 5). Это объясняется малыми значениями показателей политроп сжатия и расширения пара в компрессоре, а также небольшими отклонениями действительных линий всасывания и нагнетания от теоретических в индикаторных диаграммах. В качестве теоретических линий всасывания и нагнетания на диаграммах принимались линии, отвечающие давлениям в трубопроводах у компрессора.

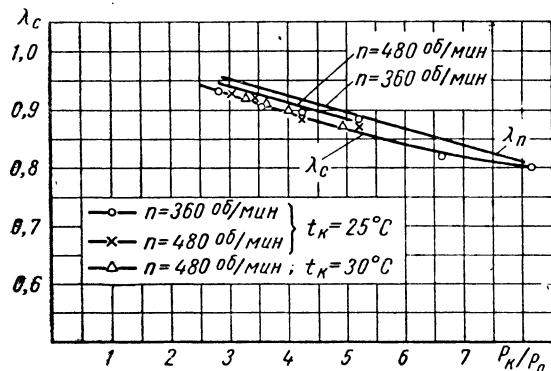


Рис. 3. Объемный коэффициент подачи компрессора 2AB-27.

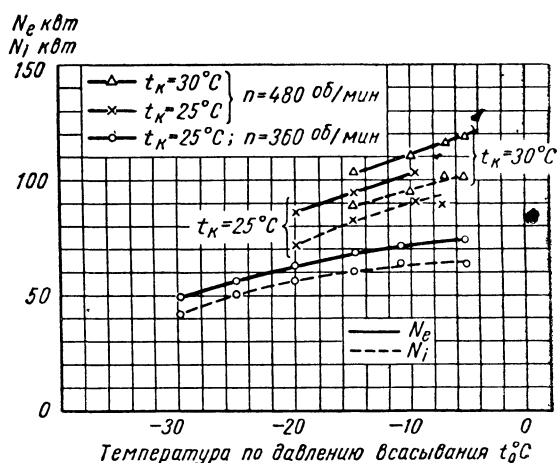


Рис. 4. Эффективная и индикаторная мощности компрессора 2AB-27.

Результаты испытаний не показали разницы в значениях коэффициентов индикаторной мощности компрессора при работе его с различными числами оборотов.

Результаты испытаний, касающиеся значений адиабатических коэффициентов полезного действия компрессора, также подтверждают малое влияние числа оборотов (360 и 480 об/мин.) на его к. п. д. Адиабатические к. п. д. компрессора имеют значения, лежащие в пределах $0,92 \div 0,8$, при изменении $\frac{P_k}{P_0}$ от 3 до 8.

Ранее мы убедились, что депрессии в клапанах компрессора не влияли значительно на его подачу при скоростях пара, отвечающих 360 об/мин. и 480 об/мин. На основании этого можно предположить, что теплоэнергетические показатели современных холодильных компрессоров дают возможность еще увеличить быстроходность машин. Это крайне желательно для создания более компактных компрессоров, с меньшей затратой металла на их изготовление. Возможность увеличения числа оборотов компрессоров открывает перспективу и для дальнейшей их унификации.

Однако переход на быстроходные компрессоры, как известно, предъявляет ряд повышенных требований к изготовлению и сборке машин. Особое внимание при этом должно быть уделено также очистке поверхностей литых деталей компрессора.

Представленный на испытание компрессор 2AB-27 потребовал дополнительной тщатель-

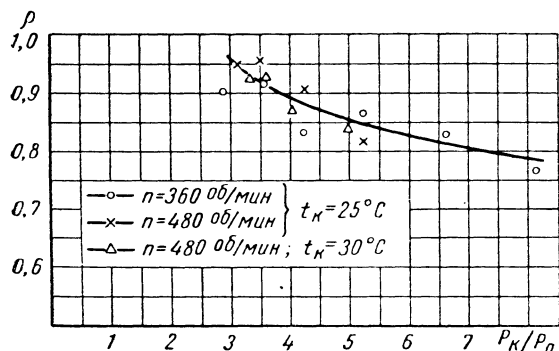


Рис. 5. Коэффициент индикаторной мощности компрессора 2AB-27.

ной выверки положения поршней в цилиндрах и дополнительной очистки литья. Кроме того, он имел повышенную величину зазоров между поршнями и цилиндрами, что было устранено перед испытаниями заменой блока цилиндров и поршней.

Повышенные требования к сборке компрессора и, в частности, к выверке положения поршней в цилиндрах, к укладке вала, сборке системы смазки и т. д. должны предъявляться и при ремонтах быстроходных машин. Все это легче осуществляется в компрессорах с меньшим диаметром цилиндров. Двухцилиндровый компрессор 2AB-27 большой холодопроизводительности в этом отношении уступает базовому компрессору 4AU-15. Многоцилиндровые компрессоры приобретают особое преимущество в эксплуатации при осуществлении блоккартерных конструкций со сменными гильзами.

При обработке экспериментального материала определялись показатели политропы расширения и сжатия пара в цилиндрах машины.

Показатель политропы сжатия пара не превышал значения 1,15, что является хорошей характеристикой для компрессора. Показатель политропы расширения пара имел значения, близкие к единице. Последнее можно объяснить малым мертвым объемом в цилиндрах и относительно высоким нагревом стенок цилиндра.

Полученные при испытаниях значения температур аммиака за нагнетательным патрубком компрессора в большинстве опытов совпадали со значением температуры конца адиабатического сжатия. При испытании компрессора 4AU-15 наблюдалось, что температура в конце сжатия, особенно при низких давлениях всасывания, была на $15 \div 25^\circ\text{C}$ ниже этой температуры. Это обстоятельство указывает на лучшие условия отвода тепла в процессе

сжатия в компрессоре 4AU-15. То же подтверждается и результатами испытания водяных охлаждающих рубашек обоих компрессоров.

Влияние водяной рубашки в аммиачных быстроходных компрессорах экспериментально недостаточно изучено. В отношении расположения их по поверхности цилиндров также нет достаточно обоснованных решений.

Безусловно правильным является стремление к лучшему отводу тепла от цилиндров в процессе сжатия пара. Это должно приводить к уменьшению объемных потерь и к снижению индикаторной мощности компрессора. Кроме того, меньший прогрев его возможно улучшит и условия смазки цилиндров.

Усилению теплоотвода способствует развитая поверхность охлаждения в многоцилиндровых компрессорах.

Улучшение теплоотвода в компрессоре может идти также в направлении рационального размещения водяной охлаждающей рубашки и интенсификации самого процесса теплообмена. Нельзя рекомендовать усиление теплообмена понижением температуры подаваемой в рубашку воды таким образом, чтобы она была ниже температуры конденсации. При эксплуатации компрессоров желательно использовать для охлаждения цилиндров отходящую с конденсаторов воду, не допуская использования для этой цели холодной артезианской воды.

Теплоотвод при сжатии пара в компрессоре может представлять интерес и для фреоновых холодильных машин при осуществлении в них интенсивного обмена тепла между жидким фреоном перед регулирующим вентилем и паром на всасывающей стороне компрессора. Постановка этого вопроса тем более целесообразна, что аммиачные и фреоновые компрессоры выпускаются на одних базах и их унификация еще более расширяется в блоккартерных конструкциях машин.

Результаты испытания змеевика для охлаждения масла в картере компрессора 2AB-27 выявили недостаточный отвод им тепла. В змеевик во время испытаний подавалось $0,5 \text{ м}^3$ воды в час с температурой $20\text{--}25^\circ\text{C}$. На неэффективную теплопередачу змеевика указывает малый подогрев воды в нем и низкие значения коэффициента теплопередачи, порядка $50 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$. Это объясняется плохой теплоотдачей с поверхности змеевика, соприкасающейся с маслом. Змеевик выполнен из гладких труб и, следовательно, поверхность его со стороны больших тепловых сопротивлений не развита.

Отвод тепла работы трения в картере компрессора с помощью указанного устройства целесообразен. Однако конструкция змеевика, примененного в компрессоре 2AB-27, требует изменения.

Результаты испытания двух базовых аммиачных компрессоров, касающиеся выявления термоэнергетических коэффициентов, показывают, что дальнейшее усовершенствование поршневых холодильных компрессоров может идти в направлении увеличения быстроходности машин и в направлении улучшения отвода тепла работы сжатия в цилиндрах. Первое имеет особое значение для конструирования компактных компрессоров с меньшей затратой металла на их изготовление, а второе — для улучшения эксплуатационных показателей работы машин.

При тех скоростях пара, с которым работают современные компрессоры, теплообмен, как показали испытания, играет значительную

роль и поэтому оба указанных направления не противоречат друг другу. В дальнейшем эти вопросы, повидимому, будут решаться сопоставлением соответствующих технико-экономических показателей, связанных с затратами на изготовление машин и их эксплуатацию.

Для оценки действительного цикла работы паровой компрессорной холодильной машины, как известно, установлен теоретический рабочий цикл машины, отличающийся от идеального термодинамического цикла Карно.

Суждения о теплообмене в цилиндрах компрессоров до сего времени в значительной степени основывались на испытаниях горизонтальных машин, не имеющих охлаждающих рубашек и работающих при режиме, близком к влажному ходу. Процесс адиабатического сжатия с отводом всего тепла работы сжатия вне компрессора, как показывают испытания современных машин, не является для них достаточно совершенным.

Насосные аммиачные схемы для крупных холодильников

Инж. Л. СЫСОВ

В журнале «Холодильная техника» № 2 за 1954 год опубликован ряд статей, посвященных выбору наиболее рациональной аммиачной схемы непосредственного испарения для холодильников.

Вопрос этот имеет актуальное значение. В связи с широким развитием строительства холодильников перед проектными организациями поставлена задача выбора схемы, которая могла бы обеспечить наибольшую эффективность работы холодильного оборудования, безопасность и удобство эксплуатации при минимальной стоимости оборудования и монтажа.

Как видно из статьи инженера Ш. Н. Кобулашвили, большая работа в этом направлении проделана ВНИХИ. Исследования работы шланговых приборов охлаждения, проведенные ВНИХИ, помогли разрешить многие вопросы, которые в практике эксплуатации холодильников не имели научного объяснения и трактовались по-разному. Результаты этих исследований дают возможность выявить причины той

или иной ненормальности в работе приборов охлаждения с научной точки зрения. В статье инженера Кобулашвили подробно описываются шесть вариантов аммиачных схем (три насосных и три безнасосных), построенных в основном по принципу последовательного распределения аммиака по этажам с помощью переливных трубопроводов от урондержателей с автоматическим регулированием с помощью соленоидных вентилей.

В статье инженера Щербакова представлена схема, по принципу напоминающая обычную схему с верхним расположением отделителя жидкости, но с применением приборов охлаждения каскадного типа и напородержателей. Поддача жидкого аммиака производится либо с помощью аммиачного насоса, либо посредством двух ресиверов с одним дроссельным вентилем.

Схема, предлагаемая в статье инженеров Гиндлина и Максимова, в общих чертах напоминает схему ВНИХИ, только урондержа-

тели заменяются специальными питательными колонками и включены некоторые конструктивные особенности.

Все приведенные в журнале схемы с теоретической точки зрения, несомненно, имеют целый ряд особенностей и преимуществ перед применявшимися до сих пор безнасосными схемами. Однако следует отметить, что, как указывают и сами авторы статей, ни одна из них не была до сих пор проверена в практических условиях эксплуатации крупных холодильников. Это обстоятельство обязывает нас более внимательно рассмотреть предлагаемые схемы с точки зрения их практического применения.

Принципы построения схем

Рассматривая приведенные в журнале различные варианты насосных и безнасосных схем, прежде всего обращает на себя внимание стремление авторов избежать вредного влияния гидростатического столба жидкости во всасывающих трубопроводах на повышение температуры кипения в приборах охлаждения.

Эта задача в различных вариантах схем решается по-разному. Во всех вариантах схем ВНИХИ применены батареи специальной конструкции с самоциркуляцией и уронедержателями.

В схеме инженера Щербакова применены батареи типа каскад и специальные диафрагмы. В схеме, предложенной инженерами Гиндлинным и Максимовым, также имеются питательные колонки и переливные дренажные трубопроводы к приборам охлаждения.

Как известно, вредное влияние столба жидкости может иметь место лишь при условии отсоса паров аммиака через отделитель жидкости, установленный выше приборов охлаждения, вследствие накопления жидкости во всасывающих трубопроводах, а также у длинношланговых многорядных батарей по высоте приборов охлаждения.

Следовательно, это явление может иметь место только в старых типах схем с верхним расположением отделителя жидкости. Что же касается насосных схем, то в этих схемах отделитель жидкости устанавливается внизу и пары аммиака, отсасываемые из приборов охлаждения, вместе с неиспарившейся жидкостью направляются по трубопроводам книзу. Поэтому в насосной схеме никакого столба жидкости во всасывающих трубопроводах образоваться

не может. Избежать же влияния высоты столба жидкости в самом приборе можно либо уменьшением количества труб по высоте, либо изменением направления жидкого аммиака и пара в самом приборе, при этом неиспарившийся аммиак может свободно сливаться по всасывающему трубопроводу через отделитель жидкости в циркуляционный ресивер для последующей циркуляции.

Мы считаем, что установка уронедержателей и других аналогичных приспособлений в указанных типах схем не является обязательной. Более того, установку специальных уронедержателей на жидкостных трубопроводах в насосных схемах мы считаем не только нецелесообразной, но даже вредной, так как весьма сомнительно, чтобы по такой схеме в крупном холодильнике с большим количеством приборов охлаждения в этаже и большой длиной батареи можно достигнуть равномерного и достаточного питания всех точек системы.

Непонятно, почему нужно усложнять схему установкой уронедержателей в насосных схемах, когда напор, создаваемый насосом при правильном регулировании, вполне может и должен обеспечить равномерную подачу достаточного количества аммиака в любую точку схемы, или же для чего нужно применять в схемах насос, если напор, создаваемый им, не используется по прямому назначению. Нам кажется, что как установка специальных приборов с самоциркуляцией, так и установка уронедержателей явились результатом того, что над авторами этих схем довлеют принципы проектирования старых безнасосных схем с верхним расположением отделителя жидкости. Очевидно, этими же соображениями можно объяснить и решение инженера Щербакова в насосной схеме установить распределитель (то же, что отделитель жидкости) на верхнем этаже и все всасывающие трубопроводы сначала тянуть вверх до последнего этажа, а потом вниз — к компрессору, что вызовет лишь неоправданное усложнение схемы и лишний расход труб.

Далее, всеми авторами применено каскадное распределение жидкого аммиака по этажам и даже внутри камер в потолочных и пристенных батареях. Как известно, этот принцип построения схемы в практических условиях на крупных холодильниках также достаточно не проверен, и поэтому нельзя с уверенностью оценить его достоинства или недостатки. Однако исходя из имеющегося опыта эксплуатации раз-

ветвленных аммиачных схем крупных холодильников можно предположить, что в силу различных тепловых нагрузок или допущенных неточностей при монтаже трубопроводов возможен целый ряд ненормальностей в работе таких схем. Причем в этом случае ненормальность, например, в работе общего жидкостного или этажного трубопровода может привести к выходу из охлаждения сразу нескольких этажей холодильника. Поэтому нельзя согласиться с авторами, что этот способ является единственно правильным способом распределения жидкого аммиака для охлаждающих батарей отдельных этажей. Напротив, мы считаем, что в насосной схеме необязательно применение каскада. Напор, создаваемый насосом, рассчитывается таким образом, чтобы он мог обеспечить подачу жидкого аммиака прямо от распределительного коллектора в любую точку схемы. Построенная по этому принципу схема значительно проще в монтаже и надежнее в эксплуатации.

Следует также отметить, что в вопросе о емкости циркуляционных ресиверов авторы не дают определенной ясности. Например, в первом варианте насосной схемы ВНИХИ емкость циркуляционного ресивера принимается равной $0,5 \text{ м}^3$, однако мы считаем, что эта емкость слишком мала и принята без учета особенностей работы насосной схемы.

Как указывает сам автор, в циркуляционный ресивер поступает не только жидкий аммиак из переохладителя с помощью ПРВ, но и избыточное количество его из системы. Если поступление жидкого аммиака из переохладителя регулируется ПРВ, то поступление избыточного количества жидкости из системы не регулируется ничем. В условиях крупного холодильника при сильно разветвленной системе трубопроводов и неравномерности тепловых нагрузок избыточное количество жидкости будет сильно меняться, поэтому указанная емкость ресивера в отдельные периоды может оказаться недостаточной для приема обратной жидкости из системы. Мы считаем, что, поскольку циркуляционный ресивер в насосной схеме является рабочим органом, он должен быть выбран таким образом, чтобы его емкость полностью обеспечивала надежность и безопасность работы установки и равномерную работу насосной аммиачной схемы.

Автоматизация температурного режима камер

Каждая из описанных в журнале схем предусматривает автоматическое поддержание

температурного режима камер. При этом различие методов автоматизации заключается лишь в месте установки соленоидных вентилей.

Инженер Щербаков предлагает установить соленоидные вентили на всасывающих трубопроводах, инженеры Гиндлин и Максимов — на жидкостных трубопроводах, а ВНИХИ по этому же принципу предлагает даже по три варианта установки соленоидных вентилей как для насосной, так и безнасосной схемы. Не кажется ли, что такое обилие вариантов есть результат неуверенности авторов в правильности решения вопроса.

Мы считаем, что для более правильного подхода к решению этого вопроса необходимо обратиться к практике эксплуатации схем непосредственного испарения. Как известно, при регулировании температур в камерах, в аммиачных схемах с ручной регулировкой, машинист в основном действует жидкостным вентилем и очень редко обращается к всасывающему вентилю. Следовательно, и соленоидные вентили целесообразнее устанавливать на жидкостном трубопроводе у камерного распределительного коллектора.

Необходимо отметить, что предлагаемая в различных схемах автоматизация не ставит своей целью сокращение штата обслуживающего персонала, а лишь достижение более равномерного поддержания температурного режима и безопасность работы установки. Поэтому обслуживающий персонал компрессорного цеха в количестве двух человек в смену вполне может обеспечить сезонное включение или выключение жидкостных и всасывающих вентилей части приборов охлаждения в отдельных камерах в зимнее время, когда тепловая нагрузка на приборы мала. Что касается некоторого увеличения количества запорной арматуры, то расходы на ее установку вполне себя оправдают удобством обслуживания и надежной работой установки.

Насосная аммиачная схема на ленинградских портовых холодильниках

Многолетняя практика эксплуатации насосной аммиачной схемы на ленинградских портовых холодильниках, изучение и устранение ее недостатков, а также практические результаты работы после проведенной реконструкции позволяют рекомендовать следующую вариант рациональной насосной схемы непосредственного испарения (см. рис.). Жидкий аммиак из переохладителя по трубопроводам 1 подается

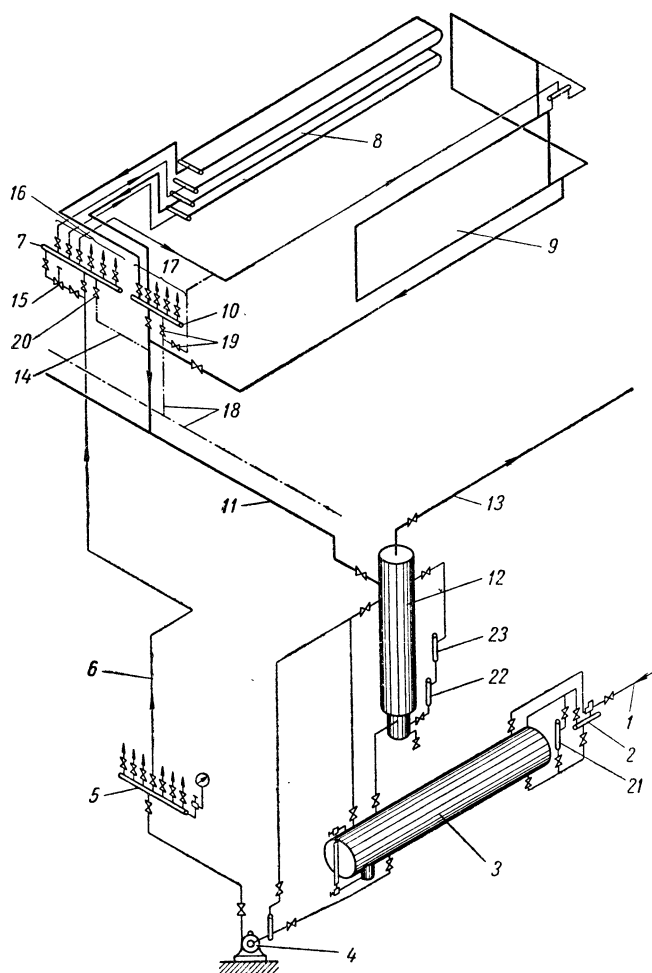
через ПРВ 2 в ресивер 3 емкостью 0,5 м³, откуда аммиачным насосом 4 подается в общий распределительный коллектор 5, расположенный в машинном отделении. Из распределительного коллектора по трубопроводам 6 и через соленоидный клапан 15 жидкий аммиак под напором, создаваемым насосом, подается в камерные распределительные коллекторы 7, расположенные в вестибюлях. Из этих коллекторов по отдельным трубопроводам 16 аммиак распределяется по группам охлаждающих приборов 8 и 9, смонтированных в камере. Все жидкостные трубопроводы от насоса и до камерных коллекторов должны по возможности монтироваться с постоянным подъемом.

Пары аммиака и часть неиспарившейся жидкости по отдельным трубопроводам 17 поступают в сборные всасывающие камерные коллекторы 10 и оттуда по общему всасывающему трубопроводу 11, объединяющему все камеры с одинаковой температурой испарения, в отделитель жидкости 12. Из него пары аммиака по трубопроводу 13 отсасываются компрессором, а неиспарившаяся жидкость стекает в нижерасположенный циркуляционный ресивер для повторной циркуляции и т. д. Всасывающие трубопроводы от приборов охлаждения должны быть смонтированы с постоянным уклоном к отделителю жидкости, так как образование «мешков» недопустимо.

Снятие снеговой шубы производится горячими парами аммиака, для чего монтируется специальный трубопровод 18 от нагнетательной линии компрессоров. Перед началом снятия снеговой шубы закрывают все вентили на жидкостном коллекторе и производят отсос паров из приборов охлаждения, затем закрывают все вентили на газовом коллекторе, открывают на этом коллекторе клапан 19 и подают горячие пары аммиака или во все приборы охлаждения камеры или по отдельным группам.

Конденсат, получаемый в результате отогрева батарей, и масло выжимаются из них давлением в жидкостный камерный коллектор и оттуда по специальному перепускному трубопроводу 14 в общий всасывающий трубопровод. Для этого необходимо открыть соответствующие вентили со стороны приборов охлаждения на жидкостном коллекторе, а также запорный клапан 20 на перепускном трубопроводе.

В качестве приборов охлаждения рекомендуется применять проверенные в практических условиях работы короткошланговые батареи,



четырёхрядные по высоте, разбитые коллекторами на две секции по вертикали (что соответствует двум двухрядным пучкам), и пристенные прямоточные батареи змеевидного типа с подачей жидкого аммиака сверху и отсосом паров снизу. В таких приборах охлаждения высота столба жидкости не влияет на работу батарей. В указанные пучковые батареи жидкий аммиак от распределительного коллектора поступает в нижний ряд труб, где происходит испарение. Образовавшийся пар вместе с неиспарившейся жидкостью через калачи выталкивается в верхний ряд труб для дальнейшего испарения. Неиспарившийся аммиак вместе с паром поступает в паровой камерный коллектор, а оттуда по всасывающему трубопроводу в отделитель жидкости для повторной циркуляции. В пристенные батареи жидкий аммиак от камерного распределительного кол-

лектора подается в верхнюю трубу змеевика; стекая вниз по змеевику, аммиак испаряется, при этом как образовавшийся пар, так и не-испарившаяся жидкость отсасываются компрессором книзу, так как нижняя труба змеевика соединена с общим всасывающим трубопроводом данной камеры. Пучки и пристенные батареи указанной конструкции могут изготавливаться как из гладких, так и из оребренных труб.

Отделитель жидкости, циркуляционный ресивер и аммиачные насосы устанавливаются в машинном отделении отдельно на каждую температуру испарения с соответствующими переключениями.

В настоящее время циркуляционный ресивер в схеме Ленинградского холодильника № 1 отсутствует, но зато отделитель жидкости имеет внутренний диаметр 800 мм, а высоту 2770 мм. Это по существу ресивер емкостью 1,4 м³, поставленный вертикально; он выполняет роль как отделителя жидкости, так и циркуляционного ресивера. Такой вариант установки ресивера можно считать весьма целесообразным для холодильников средней емкости, так как при такой установке ресивера обеспечивается достаточный подпор жидкости на всасывающем патрубке насоса при минимальном количестве аммиака в ресивере, а также необходимое паровое пространство для отделения жидкости от пара.

Для обеспечения более равномерной работы насоса в крупных установках целесообразно устанавливать дополнительно к отделителю жидкости также циркуляционный ресивер, соединив его, как указано в схеме. Уровень жидкости в ресивере и отделителе жидкости фиксируется с помощью трех дистанционных указателей уровня ДУ-2, из которых один 21 регистрирует допустимый нижний предел уровня жидкости в ресивере, второй 22 — верхний допустимый уровень жидкости в нижней части отделителя жидкости и третий 23 — недопустимый уровень, при котором установка автоматически выключается. Первые два указателя соединены с сигнальными лампами: нижний — с зеленой, верхний — с красной, третий подключен к пусковому реле компрессора для автоматического выключения.

Поддержание равномерного температурного режима в камерах холодильника осуществляется путем регулирования подачи жидкого аммиака с помощью соленоидных клапанов, установленных на жидкостных трубопроводах либо непосредственно перед камерным распределительным

коллектором, либо непосредственно за общим распределительным коллектором, расположенным в машинном отделении. В первом случае датчиком может служить контактный термометр, во втором — телетермометр, расположенной здесь же телетермометрической станции. По достижении заданного температурного уровня в камере соленоидный клапан закрывается и прекращает подачу жидкого аммиака, при этом пристенные батареи прекращают свою работу, так как они остаются пустыми. Пучковые же батареи продолжают работу за счет испарения имеющейся в них жидкости до тех пор, пока приток тепла не окажется больше, чем могут отвести батареи.

При повышении температуры воздуха в камере соленоидный клапан открывается и батареи включаются в нормальную работу.

В холодное время года, когда тепловые нагрузки за счет отсутствия притока наружного тепла значительно снижаются, необходимо с помощью ручных запорных клапанов на камерных коллекторах отключить отдельные группы батарей с тем, чтобы оставшаяся часть поверхности испарения обеспечила более равномерную работу соленоидного клапана.

Такая система регулирования работы приборов охлаждения дает возможность наиболее равномерно распределить имеющийся в системе аммиак по отдельным частям системы.

Предлагаемая нами схема полностью себя оправдала в практических условиях эксплуатации.

Выводы

1. Новые аммиачные схемы, помещенные в журнале «Холодильная техника» № 2 за 1954 г., несомненно заслуживают большого внимания и должны быть испытаны в практических условиях на крупных новостроящихся холодильниках.

2. Все указанные варианты схем разработаны в основном исходя из теоретических суждений. Недостаточное изучение опыта эксплуатации насосных схем привело к тому, что все авторы продолжают вносить в насосные схемы принципы построения безнасосных схем с верхним расположением отделителя жидкости.

3. Правильно построенная насосная схема должна исходить из принципа полного использования преимуществ создаваемого насосом напора при распределении и подаче жидкого аммиака к приборам охлаждения.

Отвод неиспарившейся жидкости при работе приборов охлаждения, а также жидкого аммиака, образовавшегося в период снятия снеговой шубы, может быть осуществлен по всасывающему трубопроводу вместе с парами аммиака через отделитель жидкости.

4. Описанная выше насосная аммиачная схема ленинградских портовых холодильни-

ков № 1, 2 и 3, оправдавшая себя в практических условиях эксплуатации, послужившая образцом для реконструкции схем крупных ленинградских холодильников (холодильника № 4, холодильника «А» Ленинградского хладокомбината), также может быть рекомендована для широкого внедрения при проектировании новостроящихся холодильников.

Диаграмма теплового баланса пароводяной эжекторной холодильной машины

Инж. М. ШУМЕЛИШКИЙ

Предлагаемая диаграмма иллюстрирует тепловой баланс и процессы теплообмена в пароводяной эжекторной холодильной машине.

Диаграмма составлена по данным испытаний пароводяной эжекторной холодильной машины завода «Компрессор», производительностью около 500 тыс. ккал/час. Испытания машины проводились на заводском стенде. Машина испытывалась в установившемся тепловом состоянии. Точность измерений основных параметров машины соответствовала требованиям правил испытаний компрессионных холодильных машин (Б. С. Вейнберг и В. В. Лаврова. «Методы испытаний компрессионных холодильных машин», Москва, Пищепромиздат, 1953 г.).

При составлении диаграммы были учтены также данные многочисленных испытаний нескольких других типов эжекторных машин, изготавливаемых заводом.

Результаты испытаний по каждому режиму сводились в тепловые балансы. Основные статьи баланса, такие как полезный холод, тепло, поступающее в машину с рабочим паром, тепло, отводимое охлаждающей водой и конденсатом, определялись непосредственно в опыте.

Эти статьи теплового баланса представлены в диаграмме в масштабе, что позволяет наглядно судить с достаточным для инженерной практики приближением о направлении, величине и соотношении основных тепловых потоков в эжекторной холодильной машине.

Теплоприток через стенки аппаратов и трубопроводов, теплоотдача в окружающую среду

и внутренний теплообмен найдены расчетно на основе экспериментально установленных значений отдельных параметров и принятых расчетных коэффициентов.

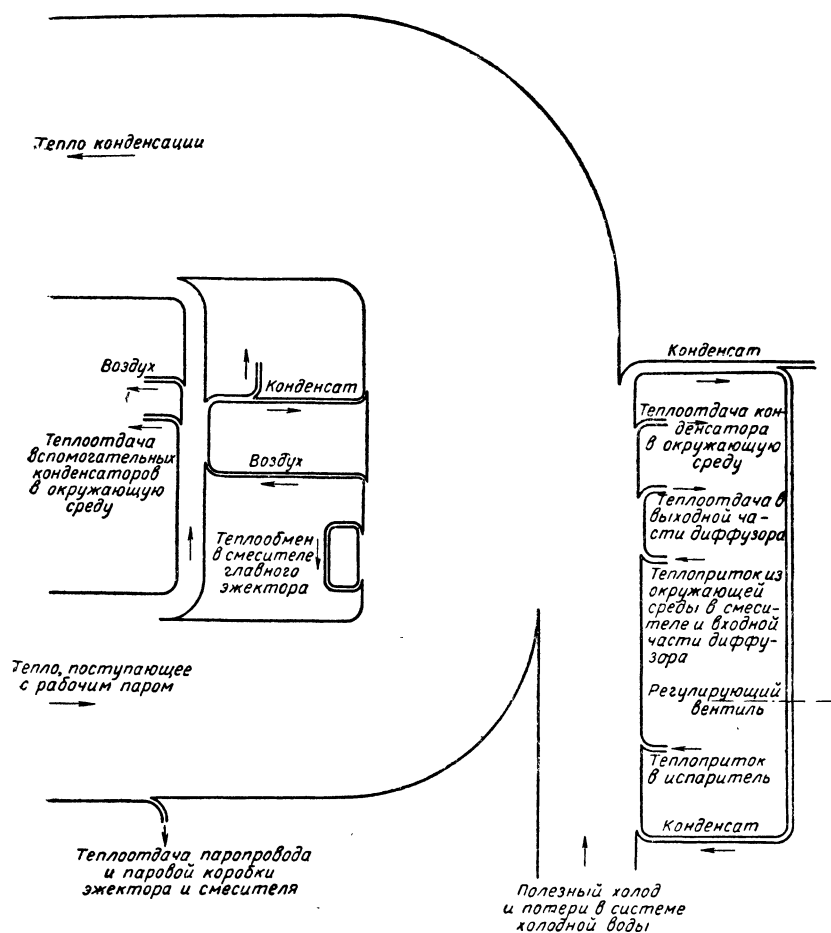
Эта группа статей баланса по своему значению мала и не превышает 1—1,5% от общего количества тепла, поступающего в машину или отводимого с охлаждающей водой и конденсатом, причем относительная величина ее уменьшается с повышением производительности в агрегате. На диаграмме для большей ясности эти тепловые потоки представлены не в масштабе.

Расхождение в тепловых балансах, составленных таким образом для многих опытных режимов, не превышало 1—1,5% и, следовательно, ошибка в определении основных статей баланса была практически незначительна.

Тепловой баланс, составленный по результатам одного из опытов при испытании одноступенчатой пароводяной эжекторной холодильной машины, приводится в таблице.

Абсолютные величины статей баланса определены следующим образом.

Тепло, поступающее с паром, определялось по измеренному в опыте количеству рабочего пара и его теплосодержанию, найденному в *IS*-диаграмме для водяного пара по показаниям дроссель-калориметра типа Пибоди, установленного по схеме, примененной заводом «Компрессор». С целью получения большей точности и расширения показаний дроссель-калориметра отвод пара после дросселирования в калориметре производился в поверхностный конденсатор, в котором поддерживалось давление, не превышавшее 0,2 атм.



Тепло, отводимое с конденсатом из конденсаторов машины, определялось по измеренному количеству конденсата и его теплосодержанию. При этом теплосодержание конденсата принималось равным его температуре, измеряемой на выходе из конденсаторов. Таким образом, учитывалось имевшее место переохлаждение конденсата в конденсаторах.

Полезный холод и потери холодной воды в системе вне машины (производительность холодильной машины) определялись по измеренному количеству и разности температур циркулирующей через испаритель охлаждаемой (рабочей) воды.

В данном опыте компенсация испарившейся в испарителе рабочей воды производилась от внешнего источника, а не конденсатом. В определении холодопроизводительности это учтено по измеренному количеству и теплосодержанию компенсирующей воды.

Тепло, отведенное из конденсаторов охлаждающей водой, также определялось по измеренному ее количеству и разности температур на входе в конденсаторы и выходе из них.

Потери тепла в окружающую среду и теплоприток в аппараты и трубопроводы машины найдены по разности между температурами поверхностей аппаратов и трубопроводов, определенными приближенно, и температурой окружающего воздуха. Коэффициент теплопередачи для расчета был установлен экспериментально для условий работы эжекторных машин на заводском стенде.

Незначительный удельный вес всех этих статей в общем тепловом балансе машины позволяет считать, что погрешности, допущенные в определении их абсолютных значений, не играют роли в оценке тепловых потоков в эжекторной холодильной машине.

Распределение тепловой энергии, затрачиваемой в машине, характеризуется двумя потоками тепла, поступающего с рабочим паром.

Первый — основной поток характеризует затрату энергии на эжекцию холодного пара из испарителя и сжатие его в диффузоре главного эжектора от давления в испарителе до давления конденсации.

Как видно из диаграммы, количество тепла, затрачиваемого на осуществление холодильного цикла, значительно превышает количество тепла, отводимого из испарителя машины. Следует иметь в виду, что в эжекторных холодильных машинах энергия, затрачиваемая на осуществление холодильного цикла, вводится в цикл с рабочим паром в виде тепла, превращающегося в механическую работу уже внутри кругового процесса.

Поэтому и диаграмма теплового баланса эжекторной холодильной машины отличается от диаграммы компрессионной машины, сохраняя только общность в направлении основных тепловых потоков.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС
ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОДЯНОЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ
Подведенное тепло *Отведенное тепло*

Наименование статей	Величина		Наименование статей	Величина	
	в тыс. ккал/час	в %		в тыс. ккал/час	в %
Тепло, поступающее с рабочим паром	1055,0	68,3	Тепло, отведенное с конденсатом из конденсатора II ступени	5,9	0,38
Теплоприток из окружающей среды в смесителе и входной части диффузора	0,4	0,02	Тепло, отведенное с воздухом из конденсатора II ступени	0,1	—
Полезный холод и потери в системе холодной воды	469,6	30,4	Теплоотдача в окружающую среду вспомогательных конденсаторов	0,6	0,04
Теплоприток в испаритель (через неизолированные стенки корпуса)	2,7	0,17	Теплоотдача в окружающую среду главного конденсатора	1,5	0,1
Расхождение в тепловом балансе	16,9	1,1	Тепло, отведенное с конденсатом из главного конденсатора	45,5	2,95
			Теплоотдача в окружающую среду выходной части диффузора	0,8	0,05
			Тепло, отведенное из конденсаторов охлаждающей водой	1488,4	96,36
			Теплоотдача в окружающую среду паропровода и паровых коробок и смесителей эжекторов	1,8	0,12
Баланс	1544,6	100	Баланс	1544,6	100

В главном эжекторе машины происходит трансформация тепловой энергии в механическую работу. Кинетическая энергия пара, вытекающего из сопла, затрачивается в эжекторе на отсасывание холодного пара (вернее паровоздушной смеси) и сжатие его до давления конденсации, а также на потери, связанные с необратимостью процессов как в сопле, так и в смесительной камере и диффузоре эжектора.

Эти явления, происходящие внутри машины, не находят отражения в диаграмме теплового баланса, так как вся тепловая энергия, поступающая с рабочим паром в машину, в том или ином виде вносится в конденсатор.

Вследствие большой разницы в температурах рабочего и холодного пара и значительных скоростей потоков пара внутри элементов главного эжектора (в смесителе и диффузоре) температуры стенок этих конструктивных частей эжектора на близко расположенных друг от друга участках (50—70 мм) могут отличаться на 70—90°. Этим обуславливается, с одной стороны, теплоприток из окружающей среды и одновременно теплоотдача в окружающую среду в одном и том же конструктивном эле-

менте, с другой стороны, теплообмен внутри смесителя.

Второй поток пара характеризует затрату энергии на непрерывное удаление воздуха из машины, попадающего в нее с рабочим паром и рабочей водой, циркулирующей через испаритель (вследствие растворения воздуха в котельной и рабочей воде), и через неплотности в соединениях.

Часть тепла из конденсатора возвращается в испаритель с конденсатом, компенсирующим испарившуюся рабочую воду.

В зависимости от факторов, определяющих расход рабочего пара (отношение давлений конденсации и испарения, начальное давление рабочего пара, тип конденсатора, качество выполнения эжекторов и др.), могут изменяться соотношения величины холодопроизводительности и тепла, поступающего в машину с рабочим паром. Однако характер и направление тепловых потоков для современных пароводяных эжекторных холодильных машин останутся такими же, как представленные на диаграмме.