

В.С.МАРТЫНОВСКИЙ

*Холодильные*

МАШИНЫ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ  
ПРОЦЕССЫ

ЛЕНИНГРАДСКИЙ



*Вид*

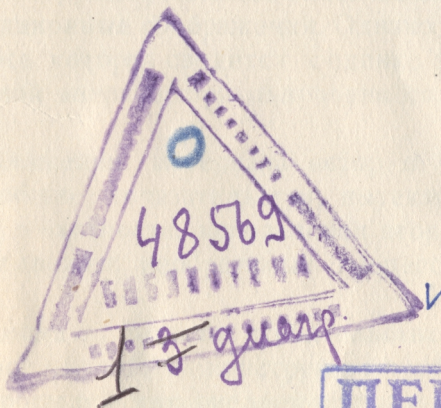
В. С. МАРТЫНОВСКИЙ

621.57  
М 29

# ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

(Термодинамические процессы)

Допущено  
Министерством высшего образования СССР  
в качестве учебного пособия для вузов  
пищевой промышленности



ПЕРЕОБЛІК  
20 14 р.



ПИЩЕПРОМИЗДАТ  
МОСКВА 1950



## О Т А В Т О Р А

Настоящая книга служит учебным пособием по курсу „Холодильных машин“ для студентов высших учебных заведений, специализирующихся в области холодильной техники умеренно низких температур. Она посвящена, главным образом, термодинамическому анализу процессов, происходящих в холодильных машинах.

В холодильной технике далеко не все проблемы исчерпываются энергетическим анализом. При сравнении различных типов и конструкций большое значение имеют экономические и эксплуатационные соображения. Однако энергетическая сторона вопроса, которая сводится к оценке затрат механической или тепловой энергии, при получении холода часто бывает решающей.

При изложении материала автор в отдельных случаях применял общие доказательства, вытекающие из основных законов, и, в частности, использовал второе начало термодинамики для анализа необратимых процессов в холодильных машинах.

Достижения в области строительства газовых турбин и значительное улучшение конструкций турбокомпрессоров создают предпосылки для внедрения воздушных холодильных машин. Поэтому настоящий курс содержит теоретическое исследование циклов воздушных холодильных машин в более широком объеме, чем это предусматривается программами специальных курсов втузов пищевой промышленности. Обратным воздушным циклом посвящена специальная глава.

Имея в виду бесспорную перспективность применения тепловых насосов во многих отраслях промышленности (в первую очередь в химической и пищевой) и то, что в общем



курсе технической термодинамики весьма кратко излагается теория работы тепловых насосов, этому вопросу посвящена отдельная глава.

Постановление ЦК ВКП(б) и Совета Министров СССР от 29 мая 1949 г. „О заготовках продуктов животноводства“ и трехлетний план развития животноводства требуют еще большего внедрения искусственного холода во многие отрасли промышленности и соответствующей подготовки специалистов холодильной техники.

Эта книга охватывает далеко не все вопросы программы курса, назначение ее углубить знания студентов в области термодинамики холодильных машин.

Глава III „Холодильные агенты“ написана доктором техн. наук И. С. Бадылькесом.

## ГЛАВА I

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИСКУССТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

#### 1. Производство холода и второе начало термодинамики

Для поддержания в каком-либо теле температуры  $T_0$  более низкой, чем температура окружающей среды  $T$ , необходимо отводить от этого тела тепло и передавать его окружающей среде (рис. 1).

Тепло, отнимаемое от тела, более холодного, чем окружающая его среда, называется холодом.

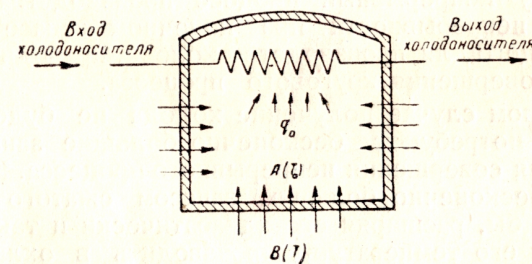


Рис. 1. Процесс охлаждения.

Процесс отвода тепла от охлаждаемого тела или помещения и передача его среде с более высокой температурой, т. е. производство холода, осуществляется с помощью холодильных машин.

Под термином производство холода подразумевают конечный результат ряда совершающихся в холодильных машинах процессов.

(Если холодильная машина передает тепло от более холодной окружающей среды к телу, имеющему повышенную по сравнению с этой средой температуру, то в этом случае машину называют тепловым насосом.)



Правильный анализ процессов, происходящих в холодильных машинах, возможен только на основе второго начала термодинамики. Одна из формулировок этого начала сводится к утверждению следующего положения: переход тепла от тела менее нагретого к более нагретому, не сопровождающийся другими процессами, неосуществим. Этот же постулат может быть выражен так: переход тепла от менее нагретого к более нагретому телу не может явиться единственным результатом какого бы то ни было сочетания процессов.

Переход тепла от менее нагретого к более нагретому телу возможен только в результате осуществления другого компенсирующего процесса. Одним из таких процессов, сопровождающих производство холода, является превращение механической работы в тепло. Переход тепла от холодного тела к более нагретому относится к группе так называемых отрицательных процессов. К отрицательным процессам относится также и процесс превращения тепла в механическую работу, совершающийся в тепловых машинах.

Отрицательные процессы, согласно второму началу термодинамики, всегда должны сопровождаться положительными процессами. К положительным процессам относятся: переход тепла от горячего тела к холодному и превращение механической энергии в тепло.

Приведенная формулировка второго начала термодинамики имеет в виду непрерывный процесс производства холода. Требование непрерывности при конечном запасе рабочего тела, служащего для производства холода, приводит к необходимости совершения кругового процесса.

В противном случае получение холода не будет непрерывным или потребуются бесконечно большие запасы рабочего тела для совершения непрерывного процесса. Например, располагая бесконечно большим запасом сжатого воздуха, можно было бы, расширяя его адиабатически и таким образом понижая его температуру, производить в охлаждаемом помещении холод, т. е. поддерживать там температуру более низкую, чем в окружающей среде.

При таких условиях холод может быть произведен и без осуществления рабочим телом кругового процесса, однако, непрерывность его получения требует бесконечно большого запаса рабочего тела с параметрами, отличающимися от параметров внешней среды.

Наиболее древний метод получения искусственного холода — использование физико-химического процесса растворения. В труде Ломоносова (1744) „Размышление о причинах теплоты и холода“ имеются указания на возможность охлаждения тел при помощи холодильных смесей.

В табл. 1 приводятся данные об эвтектических смесях, которые обеспечивают при их таянии сравнительно низкие температуры.

Таблица 1

Химический состав соли	Весовой процент в эвтектике	Температура замерзания (в °C)	Скрытая теплота таяния (в ккал/кг)
Сернистый магний . . . . .	19,0	— 3,9	58,2
Сернистый цинк . . . . .	27,2	— 6,5	50,9
Хлористый калий . . . . .	19,7	— 11,1	71,9
Нашатырь . . . . .	18,7	— 15,8	68,4
Азотнокислый аммоний . . . . .	36,9	— 18,5	57,5
Поваренная соль . . . . .	22,4	— 21,2	56,4
Хлористый магний . . . . .	20,6	— 33,6	—
Хлористый кальций . . . . .	29,9	— 55,0	50,8
Едкий калий . . . . .	31,5	— 65,0	—

На этот метод получения холода также распространяется второе начало термодинамики, так как компенсирующим процессом в данном случае является процесс образования раствора из двух и более компонентов. При конечном запасе этих веществ для непрерывного получения процесса холода необходимо их разделение, на что понадобилось бы затрачивать энергию.

В большинстве случаев производство холода основано на том, что рабочее тело совершает круговой процесс, для чего затрачивается механическая работа  $AL$ , обращаемая в тепло и передаваемая более нагретому телу (окружающей среде). Принципиальная схема работы холодильной машины изображена на рис. 2.

Здесь тело  $A$  — охлаждаемое помещение — имеет температуру  $T_0$  более низкую, чем тело  $B$ , тело  $B$  — окружающая среда — имеет температуру  $T$ , тело  $C$  — рабочее тело, совершающее обратный круговой процесс, в результате которого состояние его не изменяется. При совершении обратного кругового процесса затрачивается извне механическая работа  $AL$ , превращающаяся в тепло, которое передается телу  $B$ . Тело  $B$  получает также тепло от тела  $A$  в количестве  $q_0$ .

Следовательно, в результате обратного кругового процесса тело  $B$  получает тепло, равное сумме  $AL$  и  $q_0$ , т. е.:

$$q_1 = AL + q_0. \quad (1)$$

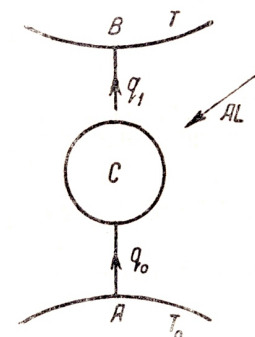


Рис. 2. Принципиальная схема работы холодильной машины.



Обратный круговой процесс в  $p-v$  и  $T-S$  диаграммах изображен на рис. 3 и 4.

Из диаграммы  $p-v$  (рис. 3) ясно, что положительная работа, определяемая площадью  $a_1 abcc_1$ , меньше отрицательной работы, равной площади  $a_1 adcc_1$ . Следовательно, в результате обратного кругового процесса извне затрачивается работа  $L$  (в тепловых единицах  $AL$ ), которая представлена в виде заштрихованной площади контура. При помощи энтропийной диаграммы (рис. 4) можно легко установить, что количество тепла  $q_0$ , сообщаемое рабочему телу (площадь  $A_1 ABCC_1$ ), меньше, чем тепло, отводимое от рабочего тела,  $q_1$  (площадь  $A_1 ADCC_1$ ). Разность этих количеств тепла  $q_1 - q_0$  представляет механическую работу, выраженную в тепловых единицах (заштрихованная площадь). Тепло, сообщаемое рабочему телу в процессе  $ABC$ , имеет более низкий потенциал (сообщается при более низкой температуре), чем тепло, отдаваемое рабочим телом в процессе  $CDA$ .

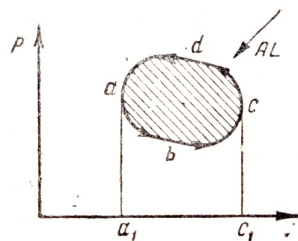


Рис. 3. Обратный круговой процесс в  $p-v$  диаграмме.

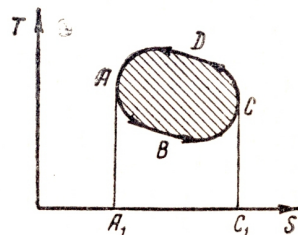


Рис. 4. Обратный круговой процесс в  $T-S$  диаграмме.

Эффективность работы холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом, равным отношению количества холода к затраченной механической работе:

$$\epsilon = \frac{q_0}{AL} \quad (2)$$

Численное значение холодильного коэффициента зависит от степени обратимости совершаемого в машине кругового процесса, от свойств холодильного агента и от температур  $T$  и  $T_0$ .

Холодопроизводительность установки (часовое холодильное действие)  $Q_0$  равно:

$$Q_0 = q_0 G \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (3)$$

где:  $G$  — часовое количество циркулирующего в холодильной установке рабочего вещества.

Теоретически необходимая мощность двигателя, приводящего в действие холодильную машину ( $N_T$ ), может быть выражена через величины  $Q_0$  и  $\epsilon$  следующим образом:

$$N_T = \frac{Q_0}{860 \epsilon} \text{ кВт.} \quad (4)$$

Рассмотрев основные величины и понятия, связанные с производством холода, остановимся кратко на применяемых типах холодильных машин.

Холодильные машины можно разделить на три группы: компрессионные, парозежекторные и абсорбционные.

Машины первой группы в настоящее время наиболее распространены. Они делятся по роду работающего в них холодильного агента на два основных типа: воздушные машины и паровые машины; в последних рабочими телами служат вещества, кипящие при низких температурах.

В воздушных машинах понижение температуры рабочего тела связано с его адиабатическим расширением, а в паровых холодильных машинах используется обычно эффект Джоуля-Томсона.

Компрессионные машины по своим конструкциям делятся на поршневые, ротационные и центробежные. Наиболее распространенными холодильными агентами в паровых компрессионных машинах являются аммиак ( $\text{NH}_3$ ), фторхлорпроизводные метана и этана — фреоны, из них чаще всего применяется дихлордифторметан ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ), углекислота ( $\text{CO}_2$ ), сернистый ангидрид ( $\text{SO}_2$ ), хлорметил ( $\text{CH}_3\text{Cl}$ ).

Машины второй группы — парозежекторные характеризуются почти полным отсутствием движущихся механизмов. Для производства холода в них затрачивается извне не механическая энергия, а тепло, которое при помощи эжекторного устройства трансформируется в кинетическую энергию движущейся струи пара.

Особую группу холодильных машин составляют абсорбционные машины, работа которых основана на свойстве аммиака интенсивно поглощаться водой. При нагревании богатого водно-аммиачного раствора под высоким давлением из него выпаривается аммиак, который после сжижения испаряется при низкой температуре, а затем снова поглощается водой.

Для выпаривания этого раствора затрачивается извне тепло, следовательно, в этих машинах, как и в парозежекторных, производство холода не сопровождается непосредственной затратой механической работы извне, а они требуют для своего действия тепловой энергии.

Вследствие того, что в парозежекторной и абсорбционной установках для получения холода затрачивается тепловая энергия, эффективность работы их характеризуется отноше-



нием полученного холода  $q_0$  к затраченному извне теплу. Это отношение:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_1}, \quad (5)$$

называется тепловым коэффициентом машины.

В том случае, когда холодильная машина работает как тепловой насос, тело  $A$  (см. рис. 2) является окружающей средой, а  $B$  — ограниченным пространством, в котором поддерживается более высокая температура.

Эффективность работы теплового насоса определяется отношением полученного телом  $B$  тепла  $q_1$  к затраченной работе  $AL$ , т. е.:

$$\varphi = \frac{q_1}{AL}. \quad (6)$$

Этот коэффициент всегда будет больше единицы, так как числитель выражения для  $\varphi$ , в соответствии с формулой (1), всегда больше знаменателя.

## 2. Обратимость процессов

Процесс называется обратимым, если он может протекать в обратном направлении так, что все тела (рабочее тело и источники), принимавшие участие в прямом процессе, придут в свое первоначальное состояние. Если возврат всех тел в первоначальное состояние невозможен, то такой процесс называется необратимым. Трение и передача тепла от рабочего тела к источникам и обратно, при конечных разностях температур, делает все процессы, происходящие в тепловых и холодильных машинах, в той или иной степени необратимыми.

Однако с достаточной для инженерной практики точностью многие процессы можно считать обратимыми, если изменения, происходящие в телах при прямом и обратном их протекании, не велики.

Процессы можно считать обратимыми, когда разности температур  $\Delta t$  и разности давлений  $\Delta p$  в различных точках рабочего тела и между границами тела и тепловыми источниками не велики, а также в том случае, если возможно пренебречь трением.

В дальнейшем изложении под термином обратимый процесс мы будем понимать такой процесс, который мало отличается от обратимого, хотя все процессы в большей или меньшей степени необратимы.

Подобно тому, как разность температур  $\Delta t$  характеризует термическое равновесие, разность давлений  $\Delta p$  характеризует механическое равновесие как внутри рабочего тела, так и между телом и источниками.

При превращении тепла в механическую работу необра-

тимостъ процессов всегда приводит к уменьшению работы, получаемой в прямом цикле.

При производстве холода необратимость процессов приводит к дополнительной затрате механической работы по сравнению с обратимым протеканием процессов.

Следует различать два вида обратимости процесса: обратимость внешнюю и обратимость внутреннюю. Если в каждой точке тела, в том числе и на его границах, величины температур  $t$  и давлений  $p$  отличаются друг от друга на достаточно малые величины  $\Delta t$  и  $\Delta p$ , то изменения состояния рабочего тела можно считать внутренне обратимыми. В этом случае с достаточной для инженерной практики точностью выполняются условия термического и механического равновесия внутри тела. При этом температуры и давления в тепловых источниках могут отличаться от этих параметров на границе рабочего тела соответственно на значительные разности  $\Delta t$  и  $\Delta p$ . Если же эти разности также малы, то можно считать, что выполняются условия и внешней обратимости. При выполнении условий внутренней обратимости площади под линией процесса в  $T-S$  и  $p-v$  диаграммах будут соответственно представлять количество тепла и работы.

Анализ воздействий окружающей среды (или источников) на рабочее тело в термодинамике имеет важное значение. Понятие о тепле  $Q$  может быть определено в результате такого воздействия, так как тепло есть внешняя для рассматриваемого тела энергия, передаваемая (транспортируемая) из среды к рабочему телу или от рабочего тела к окружающей среде.

Рассмотрение воздействия окружающей среды на рабочее тело легко приводит к доказательству того положения, что при адиабатическом необратимом процессе происходит возрастание энтропии рабочего тела.

Если в адиабатически изолированном теле происходят процессы с нарушением механического равновесия, влекущие за собой и нарушение термического равновесия, то вследствие разности температур в теле возникают тепловые потоки. В этом случае тело должно рассматриваться как система, состоящая из бесконечно большого числа тел, в которой осуществляются процессы теплообмена. Этот необратимый теплообмен приводит к увеличению энтропии системы.

Когда рабочее тело совершает круговой, внешне необратимый процесс, энтропия его не изменяется, однако происходит увеличение энтропии всей системы, состоящей из тел  $A$ ,  $B$  и  $C$  (см. рис. 2).

При внешней термической необратимости возможна замена процесса на обратимый, но совершающийся с источниками (телами  $A$  и  $B$ ), имеющими другие температуры.



Для выполнения требования обратимости при наличии только двух внешних источников с постоянными температурами  $T$  и  $T_0$  единственным возможным циклом будет цикл Карно, совершающийся в этом интервале температур. Действительно, для выполнения условий обратимости сообщение и отнятие тепла может протекать только изотермически, а для перевода рабочего тела с одного температурного уровня к другому единственно возможными являются адиабатические процессы.

Следовательно, при наличии двух источников (тел  $A$  и  $B$ ) с постоянными температурами единственным возможным

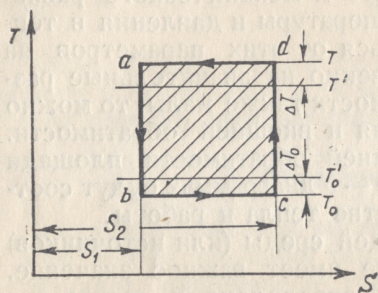


Рис. 5. Обратный цикл Карно в  $T-S$  диаграмме.

образимым циклом будет цикл, образованный двумя изотермами и двумя адиабатами. Такого рода теоретический образец возможен только в том случае, если источники тепла (тела  $A$  и  $B$ ) будут сохранять постоянные температуры  $T$  и  $T_0$ . Если температуры источников в процессах сообщения тепла будут изменяться, то температура рабочего тела для выполнения условий внешней обратимости должна в точности следовать тем же изменениям.

Таким образом, простейшим образцом (при наличии двух источников с постоянными температурами) является цикл Карно, изображенный на рис. 5 в  $T-S$  диаграмме. Здесь  $ab$  и  $cd$  — адибаты,  $bc$  и  $da$  — изотермы. В изотермическом процессе  $bc$  тепло в количестве  $q_0$  при низкой температуре  $T_0$  передается от тела  $A$  к рабочему телу; в процессе  $da$  тепло в количестве  $q_1$  переходит от рабочего тела к телу  $B$ . Процессы  $ab$  (адиабатическое расширение) и  $cd$  (адиабатическое сжатие) не сопровождаются передачей тепла; они переводят рабочее тело от температуры  $T$  к температуре  $T_0$  и снова от  $T_0$  к  $T$ .

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела, а определяется только температурами  $T_0$  и  $T$ :

$$\epsilon_k = \frac{q_0}{AL} = \frac{T_0 (S_2 - S_1)}{(T - T_0) (S_2 - S_1)} = \frac{T_0}{T - T_0}. \quad (7)$$

Коэффициент, характеризующий работу теплового насоса при обратном цикле Карно, будет равен:

$$\varphi_k = \frac{q_1}{AL} = \frac{T (S_2 - S_1)}{(T - T_0) (S_2 - S_1)} = \frac{T}{T - T_0}.$$

На рис. 6 приведены значения холодильных коэффициентов обратных циклов Карно при различных температурах  $T$  и  $T_0$ .

Понижение температуры  $T_0$  в большей степени влияет на значение холодильного коэффициента, чем такое же увеличение температуры  $T$ .

Если повышение температуры  $T$  на  $1^\circ$  в обратном цикле Карно вызывает изменение холодильного коэффициента на величину:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial T} = - \frac{T_0}{(T - T_0)^2},$$

то понижение  $T_0$  на  $1^\circ$  вызывает уменьшение холодильного коэффициента на величину:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial T_0} = \frac{T}{(T - T_0)^2},$$

а так как  $T > T_0$ , то первая дробь всегда меньше второй.

Рассмотрим случай, когда цикл Карно внешне необратим, т. е. между источниками  $A$  и  $B$  и рабочим телом существует конечная разность температур в процессе теплопередачи. Пусть разность температур между телом  $A$  и рабочим телом равна  $\Delta T_0$  (см. рис. 5):

$$T'_0 - T_0 = \Delta T_0,$$

а разность температур между рабочим телом и телом  $B$  равна  $T - T' = \Delta T$ . Совершенно очевидно, что в любом действительном процессе должна существовать конечная разность температур между рабочим телом и источниками ( $A$  и  $B$ ).

Если выполняются условия внутренней обратимости, то по своему холодильному действию и по затрате механической работы внешне обратимый цикл Карно с источниками  $T$  и  $T_0$  аналогичен внешне необратимому циклу с источниками  $T'$  и  $T'_0$ .

При осуществлении прямого цикла (в теплосиловых установках), как это вытекает из второго начала термодинамики, уменьшение работы в связи с необратимостью процессов равно произведению температуры среды на суммарное приращение энтропии всех тел системы.

По отношению к необратимым обратным круговым процессам это следствие из второго начала термодинамики

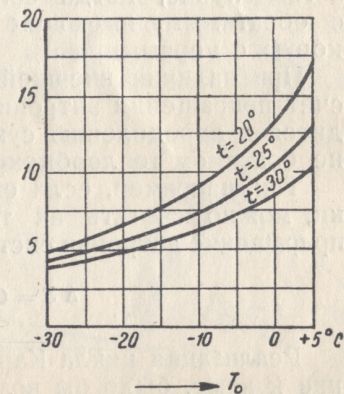


Рис. 6. Холодильный коэффициент обратного цикла Карно, в зависимости от температур  $t_0$  и  $t$ .



необходимо формулировать следующим образом: увеличение механической работы, связанное с необратимостью (внешней и внутренней) процессов при условии получения той же холодопроизводительности, что и в обратимом цикле, равно произведению абсолютной температуры среды (источника  $B$  на рис. 2) на приращение энтропии системы, т. е.:

$$\Delta AL = T \Delta S. \quad (8)$$

Пользоваться этим равенством при оценке потерь, связанных с необратимостью процессов, возможно только в том случае, когда сопоставляется действительный цикл с обратимым, имеющим холодопроизводительность одинаковую с первым.

При наличии внешней необратимости производить подсчет приращения энтропии  $\Delta S$  весьма просто. Расчет сводится к определению суммарного изменения энтропии при необратимом теплообмене двух тел.

Так, например, если емкости этих тел достаточно велики, можно считать их температуры  $T$  и  $T_0$  постоянными; приращение энтропии системы при передаче тепла  $Q$  составит:

$$\Delta S = Q \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right). \quad (9)$$

Реализация цикла Карно, точнее наибольшее приближение к нему, было бы возможно только в установке, работающей целиком в области насыщенного пара. Схема такой установки приводится на рис. 7.

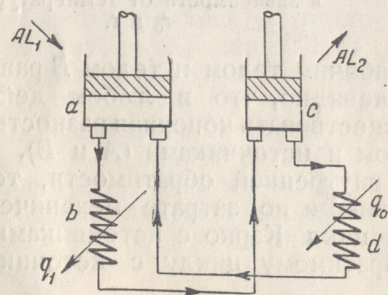


Рис. 7. Схема работы холодильной машины.

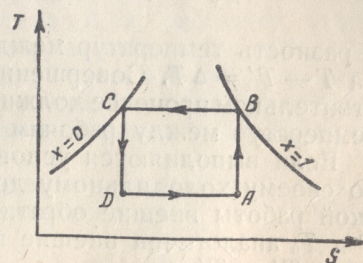


Рис. 8. Обратный цикл Карно в области насыщения.

В цилиндр компрессора  $a$  всасываются из испарителя  $d$  влажные пары агента, имеющие низкое давление  $p_0$  и, соответственно, низкую температуру  $t_0$  (температуру кипения). Эти пары сжимаются адиабатически до давления  $p$ , переходя в конце сжатия в состояние сухого насыщенного пара.

В конденсаторе  $b$  тепло отнимается от пара охлаждающей водой при постоянном давлении так, что при выходе из конденсатора получается конденсат с температурой кипения, соответствующей давлению  $p$ . Жидкость в расширительном цилиндре  $c$ , расширяясь адиабатически, частично испаряется, так что в конце расширения образуется смесь пара и жидкости (влажный пар) с низкой температурой  $t_0$  и давлением  $p_0$ .

Смесь поступает в испаритель  $d$ , где при постоянном давлении жидкость должна выкипать в таком количестве, чтобы в конце сжатия получился сухой насыщенный пар. В процессе кипения от циркулирующего в испарителе холодоносителя, например рассола, отнимается тепло. Таким образом, в установке осуществляется круговой цикл, состоящий из двух адиабат и двух изотерм, т. е. обратный цикл Карно. На рис. 8 изображен этот процесс в области насыщенного пара.

Теоретические индикаторные диаграммы компрессора и расширительного цилиндра показаны на рис. 9.  $ABCD$

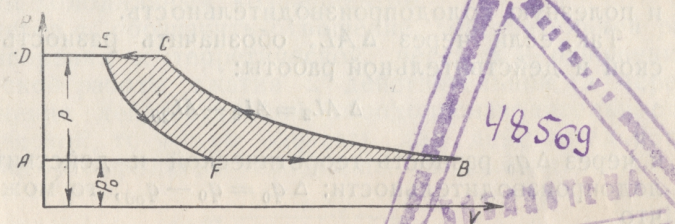


Рис. 9. Теоретическая индикаторная диаграмма работы компрессора и детандера.

представляет индикаторную диаграмму компрессора,  $DEFA$  — индикаторную диаграмму расширительного цилиндра,  $AB$  — всасывание пара в цилиндр компрессора,  $BC$  — адиабатическое его сжатие,  $CD$  — выталкивание сухого пара из компрессора,  $DE$  — наполнение жидкостью расширительного цилиндра,  $EF$  — адиабатическое расширение жидкости и  $FA$  — выталкивание пара из расширительного цилиндра в испаритель.

Площадь  $ABCD$  представляет теоретическую работу, затраченную на сжатие пара в компрессоре, а площадь  $DEFA$  — работу, полученную в результате расширения жидкости в расширительном цилиндре. Таким образом, в результате совершения кругового процесса затрачиваемая извне работа будет:

$$AL = AL_1 - AL_2,$$

где:  $AL_1$  — работа компрессора, изображаемая площадью  $ABCD$ ,  $AL_2$  — работа расширительного цилиндра, изображаемая площадью  $DEFA$ .



Работа, возвращаемая расширительным цилиндром  $AL_2$ , будет, очевидно, всегда меньше работы компрессора  $AL_1$ , так как точка  $E$  лежит левее точки  $C$ .

В любом реальном цикле вследствие необратимости процессов, действительная работа сжатия ( $AL_{1d}$ ) всегда будет больше теоретической, а действительная работа расширения ( $AL_{2d}$ ) будет меньше теоретической.

Также и действительный холодильный коэффициент меньше теоретического.

Действительный холодильный коэффициент может быть представлен выражением:

$$\varepsilon_d = \frac{q_{0d}}{AL_{1d} - AL_{2d}}, \quad (10)$$

где:  $q_{0d}$  — действительная холодопроизводительность 1 кг.

Необратимость процесса расширения в большей степени влияет на значение холодильного коэффициента, чем необратимость процесса сжатия. Это происходит потому, что необратимость, понижая возвращенную работу, уменьшает также и полезную холодопроизводительность.

Так, если через  $\Delta AL$ , обозначить разность теоретической и действительной работы:

$$\Delta AL_2 = AL_2 - AL_{2d}$$

и через  $\Delta q_0$  разность теоретической и действительной холодопроизводительности:  $\Delta q_0 = q_0 - q_{0d}$ , то можно считать, что

$$\Delta q_0 = \Delta AL_2.$$

Тогда действительный холодильный коэффициент будет:

$$\varepsilon_d = \frac{q_0 - \Delta AL_2}{AL_{1d} - AL_2 + \Delta AL_2}. \quad (11)$$

Таким образом, необратимость процесса расширения одновременно уменьшает числитель и увеличивает знаменатель выражения для действительного холодильного коэффициента.

В общем случае степень необратимости процесса сжатия, т. е. отношение теоретической работы сжатия к действительной, может быть вычислена следующим образом.

Если точка  $A$  характеризует состояние тела в начале сжатия с параметрами  $T_A$ ,  $S_A$  и  $i_A$ , а точка  $B$  состояние конца сжатия, когда тело характеризуется параметрами  $T_B$ ,  $S_B$  и  $i_B$ , то при теплообмене в процессе сжатия между рабочим телом и средой при температуре  $T_A$  и в случае об-

ратимого протекания процесса сжатия из состояния  $A$  в состояние  $B$ , необходимая работа сжатия  $AL_{AB}$  будет равна:

$$AL_{AB} = T_A (S_A - S_B) - (i_A - i_B). \quad (12)$$

При поставленных нами условиях эта работа является минимально возможной. Отношение этой величины к действительной работе сжатия может быть названо термодинамическим коэффициентом полезного действия процесса сжатия. Этот коэффициент всегда меньше единицы.

Одной из важных характеристик круговых процессов является отношение работы расширения к работе сжатия:

$$x = \frac{L_2}{L_1}.$$

В прямых циклах целесообразно стремиться к возможно большему значению этой характеристики, так как с ее ростом отклонение действительного коэффициента полезного действия от теоретического становится меньшим.

В обратных циклах, напротив, следует стремиться к возможно меньшему значению величины  $x$ , так как с ее уменьшением уменьшается разница между действительным и теоретическим холодильным коэффициентом.

Если через  $\alpha_2$  обозначить отношение действительной работы расширения к теоретической, через  $\alpha_1$  — отношение теоретической работы сжатия к действительной, а через  $\alpha_3$  — отношение действительной холодопроизводительности к теоретической, то можно записать для действительного холодильного коэффициента следующее выражение:

$$\varepsilon_d = \frac{q_0 \alpha_3}{\frac{AL_1}{\alpha_1} - AL_2 \alpha_2}. \quad (13)$$

Отношение действительного холодильного коэффициента к теоретическому тогда может быть выражено следующим образом:

$$\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon} = \frac{1 - x}{\frac{1}{\alpha_1} - x \alpha_2} \alpha_3. \quad (14)$$

Анализ формулы (14) показывает, что при приближении  $x$  к единице это отношение стремится всегда к нулю, наоборот, когда  $x$  стремится к нулю, отношение действительного холодильного коэффициента к теоретическому достигает своего максимального значения.

Ниже будет показано, что одним из преимуществ регенерации тепла в газовом цикле является уменьшение влияния внутренней необратимости в связи с уменьшением величины  $x$ .



### 3. Сравнение циклов

Рассмотрим циклы, удовлетворяющие условиям внутренней обратимости и при этом положим, что условия внешней обратимости не выполняются. Таким образом, теплообмен рабочего тела с внешними источниками (телами А и В) в этих циклах протекает необратимо при наличии конечной разности температур.

При сопоставлении циклов весьма целесообразно пользоваться методом замены данного цикла циклом Карно, обладающим той же степенью термодинамического совершенства. Такой цикл Карно условимся называть эквивалентным циклом Карно. В случае рассмотрения прямых циклов теплосиловых установок эквивалентным циклом Карно будет

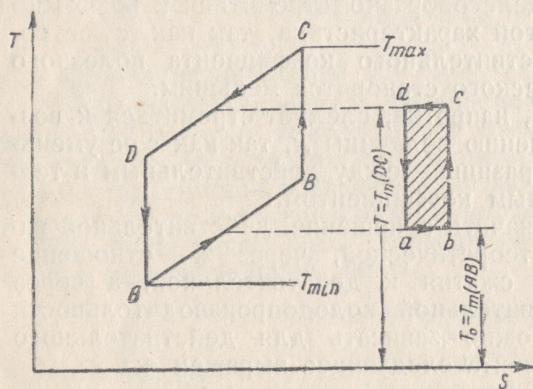


Рис. 10. Построение эквивалентного цикла Карно.

такой цикл, который обладает тем же термическим коэффициентом полезного действия, что и данный.

Температурные границы для эквивалентного цикла Карно должны быть взяты равными среднепланиметрическим температурам в процессе сообщения и отнятия тепла в данном цикле<sup>1</sup>.

Сравнение циклов весьма удобно

производить, заменяя их эквивалентными циклами Карно.

Для обратного цикла ABCDA, изображенного на рис. 10, эквивалентным циклом Карно (т. е. циклом, имеющим тот же холодильный коэффициент) будет обратный цикл abcda. В этом эквивалентном цикле температурный интервал равен:

$$T_0 = \frac{\int_{S_A}^{S_B} T dS}{S_B - S_A} \quad \text{и} \quad T = \frac{\int_{S_D}^{S_C} T dS}{S_C - S_D}.$$

<sup>1</sup> В. С. Мартыновский. „Термодинамическое сравнение образцовых циклов двигателей внутреннего сгорания“, журнал „Дизелестроение“, № 17, 1939 и „Выбор регенеративного газового цикла и рациональность замены воздуха углекислотой“, журнал „Техническая физика“. т. X вып. 23–24, 1940.

т. е. нижняя температура должна быть взята равной среднепланиметрической температуре в процессе сообщения тепла рабочему телу  $T_{m(AB)}$  и верхняя температура равной среднепланиметрической в процессе отнятия тепла от рабочего тела  $T_{m(BC)}$ .

Когда в процессах сообщения и отнятия тепла теплоемкости сохраняют постоянные значения, например, в политропических процессах идеального газа, то среднепланиметрическая температура  $T_{m(AB)}$  может быть вычислена весьма просто, а именно:

$$T_{m(AB)} = \frac{\int_{S_A}^{S_B} T dS}{S_B - S_A} = \frac{\int_{S_A}^{S_B} c dT}{S_B - S_A} = \frac{c (T_B - T_A)}{S_B - S_A}, \text{ принимая } S_A = 0,$$

а также, заменяя  $S_B = c \ln \frac{T_B}{T_A}$  получим:

$$T_{m(AB)} = \frac{T_B - T_A}{\ln \frac{T_B}{T_A}}.$$

Аналогично для процесса отнятия тепла от рабочего тела:

$$T_{m(BC)} = \frac{\int_{S_D}^{S_C} c dT}{S_C - S_D} = \frac{T_C - T_D}{\ln \frac{T_C}{T_D}}, \quad (16)$$

т. е. в случае политропического процесса подвода и отвода тепла от рабочего тела, температура эквивалентных циклов Карно равна среднелогарифмическим температурам в процессах сообщения и отнятия тепла.

Теперь выясним, как правильно сопоставлять любой цикл с циклом Карно. В том случае, если сравнивается прямой круговой процесс (abcda) с циклом Карно (рис. 11), этот последний должен быть выбран в интервале температур  $T_{min} - T_{max}$ , т. е. при сопоставлении должен быть взят цикл Карно 12341. Условимся называть цикл Карно, выбираемый при сопоставлении, соответственным циклом. Таким образом, соответственный цикл Карно должен быть осуществлен между следующими температурами: температура верхнего источника должна равняться максимальной тем-



пературе в процессе подвода тепла, а температура нижнего источника — минимальной температуре в процессе отнятия от рабочего тела тепла.

Этот же принцип должен быть положен в основу выбора соответственного цикла Карно для сравнения с обратным круговым процессом. Пусть в энтропийной диаграмме изображен обратный цикл (рис. 12), тогда цикл Карно, который следует выбрать для сравнения с данным круговым процессом, должен быть взят при следующих температурах: верхняя температура в цикле Карно должна равняться минимальной температуре в процессе отнятия тепла (в процессе  $da$ ) от рабочего тела, а нижняя температура должна совпадать с максимальной температурой в процессе сообщения тепла рабочему телу (в процессе  $bc$ ).

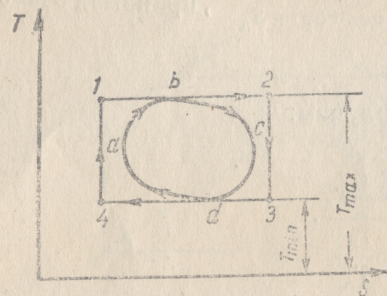


Рис. 11. Прямой цикл Карно в  $T-S$  диаграмме.

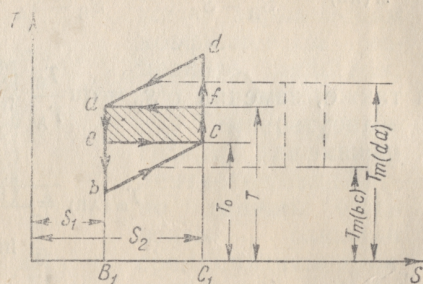


Рис. 12. Сравнение обратного кругового процесса с циклом Карно.

Правильность такого выбора температур вытекает из результатов рассмотрения принципиальной схемы работы холодильной установки (см. рис. 2), так как цикл Карно должен быть взят между температурами горячего и холодного источника (тел  $A$  и  $B$ ).

Действительно, если в процессе  $da$  тепло передается от тела  $C$  к телу  $B$ , то температура последнего  $T$  во всяком случае не может быть выше, чем температура в точке  $a$ . Аналогично, если в процессе  $bc$  тепло передается рабочему телу от тела  $A$ , то температура его  $T_0$  должна равняться наиболее высокой температуре в процессе  $bc$ , т. е. температуре в точке  $c$ .

Следовательно, для сравнения с процессом  $abcd$  должен быть взят цикл Карно, заштрихованный на рис. 12. Нетрудно убедиться в том, что холодильный коэффициент обратного цикла Карно всегда больше, чем у любого обратного кругового процесса. Рассмотрение двух циклов (см. рис. 12) приводит нас к выводу, что холодопроизводительность цикла Карно, измеряемая площадью  $b_1ecc_1$ , больше

холодопроизводительности произвольного цикла, измеряемой площадью  $b_1bcc_1$ .

Затрачиваемая же в цикле Карно работа (площадь  $cfaec$ ) будет меньше, чем работа в цикле  $abcd$  (площадь  $cdabc$ ). Таким образом, всегда будет иметь место неравенство:  $\epsilon_{\text{Карно}} > \epsilon$ .

Для построения эквивалентного цикла Карно, т. е. цикла, имеющего равную степень термодинамического совершенства с данным циклом, необходимо верхнюю температуру в нем принять равной среднепланиметрической в процессе сообщения тепла — в процессе  $da$  (рис. 12), а нижнюю — равной среднепланиметрической в процессе тепла — в процессе  $bc$ . Таким образом, эквивалентным циклом Карно для изображенного на рис. 12 кругового процесса  $abcd$ , будет пунктирный цикл, построенный на среднепланиметрических температурах:

$$T_{m(ad)} \text{ и } T_{m(bc)}.$$

В приведенном сравнении в качестве любого цикла взят цикл, имеющий два адиабатических участка. Если отсутствует хотя бы один участок адиабаты, то, как это ясно из предыдущего, обратный цикл Карно, взятый для сравнения, должен быть заменен элементарным циклом, в котором температуры  $T$  и  $T_0$  совпадают.

Замена цикла  $abcd$  эквивалентным циклом Карно позволяет судить о термодинамическом совершенстве циклов путем сравнения среднепланиметрических температур в процессах сообщения и отнятия тепла. Такого рода замена цикла эквивалентным ему возможна в том случае, если цикл внутренне обратим.

В том случае, когда теплообмен с внешними источниками протекает обратимо, принципиальная схема, изображенная на рис. 2, должна как бы состоять из бесконечно большого числа тел  $A$  ( $A_1, A_2, A_3 \dots$  и т. д.) и  $B$  ( $B_1, B_2, B_3 \dots$  и т. д.), разность температур между соседними телами  $A_1, A_2, A_3 \dots$ , также как и между соседними телами  $B_1, B_2, B_3 \dots$  должна отличаться на бесконечно малые величины. Если цикл удовлетворяет условиям внешней обратимости, то соответственным циклом Карно явится уже цикл, изображенный на рис. 12 пунктиром, т. е. эквивалентный цикл.

Внешне и внутренне обратимый цикл с переменными температурами в процессах сообщения и отнятия тепла можно представить себе, как совокупность элементарных циклов Карно  $12341$ , изображенных на рис. 13. Таким образом, в этом обратимом цикле тепло передается от источников  $A_1, A_2, A_3 \dots$  рабочему телу по изотермическим участкам элементарных циклов Карно и аналогично отнимается источниками  $B_1, B_2, B_3 \dots$  от рабочего тела.



Из изложенного вытекает, что для обратимого (при условии соблюдения как внутренней, так и внешней обратимости) цикла образцом не будет цикл Карно, а этот же обратимый цикл является образцовым. Рассматривать цикл Карно в качестве образца имеет смысл только в случае наличия источников (тел  $A$  и  $B$ ) с постоянными температурами. При конечной емкости тел  $A$  и  $B$  обратимые изотермические процессы, характерные для цикла Карно, становятся принципиально невозможными, ибо всякое сообщение и отнятие тепла при конечной емкости источника возможно только при изменении температуры этого источника.

В реальных холодильных установках мы всегда располагаем ограниченным количеством охлаждающей воды и холодоносителя, причем пределы изменения температур этих тел, являющихся по отношению к холодильной машине внешними источниками, всегда ограничены условиями работы установки.

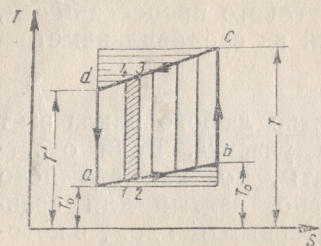


Рис. 13. Сравнение цикла Карно с обратимым циклом при переменных температурах.

Поэтому при конечной емкости нагревающего и охлаждающего источника целесообразно изотермическое сжатие и расширение заменять в цикле Карно такими обратимыми процессами, при которых рабочее тело принимает всегда ту же температуру, что и нагревающий или охлаждающий источник тепла; температуры же источников тепла в процессе изменения состояния рабочего тела также непрерывно меняются.

Если обозначить через:

- $T'$  — наинизшую температуру охлаждающей воды;
- $T$  — наивысшую температуру охлаждающей воды;
- $T'_0$  — наинизшую температуру холодоносителя;
- $T_0$  — наивысшую температуру холодоносителя;

то цикл с переменными температурами может быть заменен соответствующим циклом Карно, совершающимся между средними температурами:

$$\Theta = \frac{T - T'}{\ln T - \ln T'} \quad \text{и} \quad \Theta_0 = \frac{T'_0 - T_0}{\ln T'_0 - \ln T_0}.$$

Обратимый цикл с переменными температурами изображен на рис. 13. Там же для сравнения показан и цикл Карно, отнесенный к внешним температурам, т. е. к высшей температуре охлаждающей воды и низшей температуре холодоносителя. Площади с горизонтальной штриховкой показывают избыток работы, требуемой в таком цикле Карно.

Если учесть, что в практических условиях разность между температурой входящей и уходящей воды редко превышает  $10-12^\circ$ , а рассола  $2-3^\circ\text{C}$ , то температуры соответственного цикла Карно могут быть вычислены не как средние логарифмические, а с достаточной точностью, как средние арифметические начального и конечного состояния. В этом случае холодильный коэффициент может быть определен по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\Theta_0}{\Theta - \Theta_0},$$

где:

$$\Theta_0 = \frac{T_0 + T'_0}{2} \quad \text{и}$$

$$\Theta = \frac{T + T'}{2}.$$

Кроме холодильного коэффициента, определяющего энергетические затраты, существует еще ряд величин, характеризующих циклы. К ним относится прежде всего диапазон давлений, в которых работает цикл. Следует стремиться к тому, чтобы максимальное давление в цикле не было слишком высоким, а минимальное слишком низким.

Создание в установке глубокого вакуума, как и слишком высокое давление в конце сжатия, приводят к конструктивным осложнениям.

Большое значение, особенно при использовании турбокомпрессоров, имеет также отношение давлений в конце и начале сжатия.

Рассмотрим объемную характеристику, величина которой также в значительной мере определяет конструкцию машины и влияет на энергетические затраты в действительном процессе.

Если  $A$  — точка характеризует состояние рабочего тела в начале сжатия его в компрессоре, а  $v_A$  — удельный объем рабочего тела в этом состоянии, то отношение:

$$\frac{q_0}{v_A} = q_v \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$$

называют объемной холодопроизводительностью. Это отношение определяет величину часового объема компрессора. Величина  $q_v$  — изменяется в широких пределах, в зависимости от применяемых рабочих веществ.

Рассмотрим, каким образом для данного рабочего агента будет изменяться величина  $q_v$  в зависимости от температур. На рис. 14 изображен ряд циклов Карно при изменяющихся температурах  $T$  и  $T_0$ . Так как при переходе от цикла Карно  $AB_1C_1DA$  к циклам  $AB_2C_2DA$  и т. д., т. е. при изменении температуры  $T$  ни величина  $q_0$ , ни величина  $v_A$



не изменяются, то, очевидно, не будет изменяться и их отношение  $q_v$ . При понижении же температуры  $T_0$ , т. е. при переходе к циклам Карно  $A_1 B C D_1$ ,  $A_1 A_2 B C D_2$ ,  $A_2$  и т. д., будет уменьшаться величина  $q_0$  и увеличиваться величина  $v_A$ ; следовательно отношение  $q_v$  будет уменьшаться.

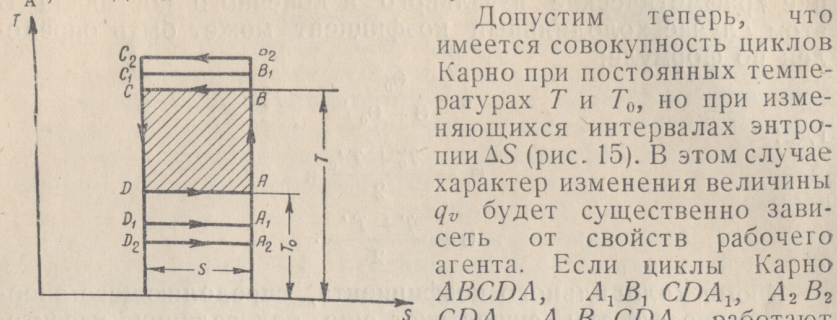


Рис. 14. Обратные циклы Карно при постоянном интервале  $\Delta S$ .

Допустим теперь, что имеется совокупность циклов Карно при постоянных температурах  $T$  и  $T_0$ , но при изменяющихся интервалах энтропии  $\Delta S$  (рис. 15). В этом случае характер изменения величины  $q_v$  будет существенно зависеть от свойств рабочего агента. Если циклы Карно  $ABCD$ ,  $A_1 B_1 C D A_1$ ,  $A_2 B_2 C D A_2$ ,  $A_3 B_3 C D A_3$  работают в области насыщенного пара, то с учетом уравнения Клапейрона-Клаузиуса зависимость между приращением энтропии  $\Delta S$  и соответствующим ему приращением объема  $\Delta v$  выразится в следующем виде:

$$\Delta S = A \frac{dp}{dT} \Delta v, \quad (17)$$

где:  $\frac{dp}{dT}$  производная давления по температуре насыщенного пара, которую можно считать для случая нашего исследования постоянной.

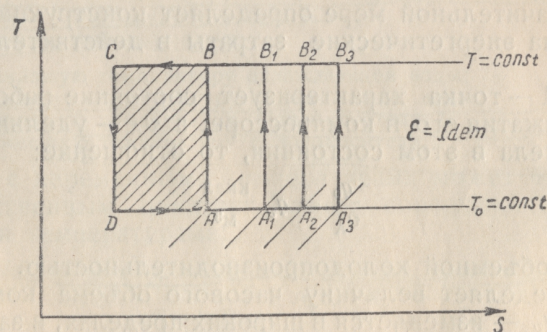


Рис. 15. Обратные циклы Карно при постоянных температурах  $T$  и  $T_0$ .

Так как  $q_0 = T_0 \Delta S$ , то, подставляя значения  $q_0$  и  $v_A$  в выражение для  $q_v$ , приходим к выводу, что во всех рассматриваемых циклах величина объемной холодопроизводительности остается постоянной.

В том случае, когда рабочим веществом служит газ, приращение энтропии выразится уравнением:

$$\Delta S = AR (\ln v - \ln v_0).$$

Определяя величину  $q_0$  через объем и подставляя в выражение для  $q_v$ , получим:

$$q_v = \frac{T_0 AR (\ln v - \ln v_0)}{v}. \quad (17, a)$$

Анализируя уравнение (17, a), можно легко прийти к выводу, что по мере перехода от цикла  $ABCD$  к циклам  $A_1 B_1 C D A_1$ ,  $A_2 B_2 C D A_2$ , т. е. по мере увеличения интервала энтропии, в котором работает цикл, объемная холодопроизводительность падает.

Определим теперь условия, в которых при заданном объеме цилиндра машины затраты работы будут максимальной. В тепловой машине, осуществляющей прямой цикл и служащей для превращения тепла в механическую работу, обычно в малой степени изменяются граничные температуры  $T$  и  $T_0$ . В холодильной машине, работающей по обратному циклу, температуры  $T$  и  $T_0$  меняются в довольно широких пределах, в зависимости от условий работы. Необходимость поддерживать различную температуру в охлаждаемом помещении приводит к довольно широкому диапазону изменений, особенно величины  $T_0$ .

Однако для упрощения примем, что величины  $T$  и  $T_0$  в прямых и обратных циклах остаются без изменения.

Рассмотрим прямые циклы. Термические к. п. д. прямых циклов Карно, изображенных на рис. 16 (циклы  $12341$ ,  $123'4'1$ ,  $123''4''1$  . . . и т. д.) одинаковы. Однако среди этих циклов можно выделить такой характерный цикл, который будет удовлетворять условию получения максимальной работы, приходящейся на единицу объема рабочего тела. При этом имеется в виду объем рабочего тела в конце адиабатического расширения его в цилиндре машины. Если через  $v_4$  обозначить объем в конце расширения рабочего тела, а через  $AL$  работу одного килограмма рабочего тела, то отношение  $\frac{AL}{v_4} = AL_v$  ккал/м<sup>3</sup> будет величиной объемной работы.

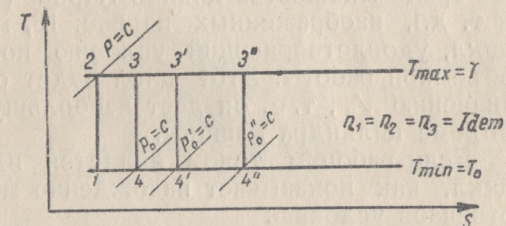


Рис. 16. Прямые циклы Карно при постоянных температурах  $T$  и  $T_0$ .



Это отношение представляет собой работу, произведенную одним кубическим метром рабочего тела.

Обратная ей величина равна  $\frac{v_4}{AL}$  м<sup>3</sup>/ккал; она характеризует рабочий объем цилиндра машины. При заданной мощности машины  $N$  и числе оборотов  $n$  рабочий объем цилиндра машины будет равен:

$$V_p = \frac{N}{n} \cdot \frac{v_4}{AL}, \quad (18)$$

или для цикла Карно:

$$V_p = v_4 \frac{N}{n Q_1 \frac{T - T_0}{T}}, \quad (19)$$

где:  $Q_1$  — тепло, сообщенное при температуре  $T$ .

Среди множества циклов Карно (12341, 123'4'1, 123''4''1... и т. д.), изображенных на рис. 16, можно выделить один цикл, удовлетворяющий условию получения максимальной объемной работы. Этот цикл будет отвечать минимальному значению  $V_p$ , т. е. он даст наибольшую работу при заданном объеме цилиндра машины.

Если рабочим телом является идеальный газ, то такой цикл, как показывает нахождение минимума величины  $V_p$ , отвечает условию:

$$\frac{v_3}{v_2} = e,$$

т. е. в цикле с минимальным значением  $V_p$  степень изотермического расширения должна равняться основанию натуральных логарифмов.

Решим теперь аналогичную задачу для обратных круговых процессов.

В том случае, когда в паровых компрессионных машинах давление кипения  $p_0$  остается постоянным, величина  $AL_e$  будет возрастать с ростом давления конденсации  $p$ .

Если же фиксировать давление конденсации  $p$  и менять давление кипения  $p_0$ , то можно определить то отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$ , которому будет отвечать максимум величины  $AL_e$  для цикла. Этой величине будет отвечать и максимальное среднеиндикаторное давление компрессора (без влияния вредного пространства компрессора).

Считая, что сжатие в компрессоре протекает по адиабате в соответствии с уравнением  $pv^x = \text{const}$ , мы сможем для величины удельной объемной работы записать следующее выражение:

$$AL_e = A \cdot \frac{x}{x-1} p_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} - 1 \right]. \quad (20)$$

Максимальное значение величины  $AL_e$  определится по правилам нахождения экстремального значения функции из уравнения:

$$\frac{dAL_e}{dp_0} = \frac{d \left\{ A \frac{x}{x-1} p_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} - 1 \right] \right\}}{dp_0} = 0. \quad (21)$$

Отсюда определяем то искомое отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$ , которое дает максимум удельной объемной работы. Решая уравнение (21) относительно  $\frac{p}{p_0}$ , имеем:

$$\frac{p}{p_0} = x^{\frac{x}{x-1}}. \quad (22)$$

Теперь в уравнение (22) достаточно подставить значение показателя адиабаты для того или иного холодильного агента, чтобы найти численное значение отношения давлений, которое даст максимальный расход мощности машины.

Давление кипения, отвечающее максимуму величины  $AL_e$ , будет равно:

для аммиака

$$\frac{p}{1,28^{0,28}} = \frac{p}{3,09},$$

для сернистого ангидрида

$$\frac{p}{1,26^{0,26}} = \frac{p}{3,07},$$

для углекислоты

$$\frac{p}{1,3^{0,3}} = \frac{p}{3,11},$$

для хлорметила

$$\frac{p}{1,2^{0,2}} = \frac{p}{3,0},$$

для фреона-12

$$\frac{p}{1,14^{0,14}} = \frac{p}{2,9}.$$



Таким образом, для большей части веществ при заданном давлении конденсации удельная объемная работа  $AL_v$  будет иметь максимальное значение в том случае, когда давление кипения составляет около одной трети от давления конденсации.

Подставив в формулу (20) значение  $p_0 = \frac{p}{\frac{x-1}{x}}$ , можно

получить для данного агента максимальное значение удельной объемной работы; она выразится следующей формулой:

$$(AL_v)_{\max} = \frac{p}{x \frac{1}{x-1}}. \quad (23)$$



## ГЛАВА II

### ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

#### 1. Цикл в области насыщения

В первой главе указывалось, что работая в области насыщенного пара, можно приблизиться к обратному циклу Карно, изображенному на рис. 8. Для этого пришлось бы реализовать адиабатическое расширение влажного пара в расширительном цилиндре.

В то время, как в компрессоре клапаны открываются и закрываются автоматически, в расширительном цилиндре для работы клапанов должен быть специальный привод так же, как в паровой машине.

Конструктивная сложность заставила отказаться от применения расширительного цилиндра и заменить его дроссельным вентилем (регулирующим вентилем), в котором охлаждение агента достигается эффектом Джоуля-Томсона.

Остановимся подробно на этом вопросе.

Если через  $w_1$ ,  $i_1$  обозначить скорость и энтальпию потока до прохода сужения, а через  $w_2$ ,  $i_2$  — после прохода, то в соответствии с первым принципом термодинамики получим:

$$i_1 - i_2 = A \frac{w_2^2}{2g} - A \frac{w_1^2}{2g}. \quad (1)$$

Ввиду того, что кинетическая энергия потока изменяется обычно мало, можно считать, что процесс дросселирования протекает при постоянной энтальпии, т. е.

$$i_1 = i_2.$$

Вследствие необратимости этого адиабатического процесса энтропия рабочего тела возрастает:

$$S_2 > S_1.$$



Для идеального газа при дросселировании температура остается постоянной, в случае же дросселирования реальных газов температура меняется. Это явление изменения температуры при дросселировании называют джоуль-томсоновским эффектом.

Дифференциальный джоуль-томсоновский эффект есть отношение бесконечно малого изменения температуры, происходящего при дросселировании, к бесконечно малому отношению давления, т. е.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_{i=\text{const.}}$$

Практически под дифференциальным джоуль-томсоновским эффектом понимают изменение температуры, происходящее при падении давления на 1 атм.

Эффект Джоуль-Томсона при значительном изменении давления называют интегральным эффектом. Это изменение температуры будет:

$$\Delta T = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_{i=\text{const.}} dp \quad (2)$$

Один и тот же газ при различном состоянии может иметь различный джоуль-томсоновский эффект: положительный (охлаждение) при одном состоянии и отрицательный (нагревание) — при другом.

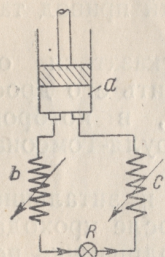


Рис. 17. Схема с дроссельным вентилем.

Вследствие того, что для насыщенного пара имеется однозначная зависимость между давлением и температурой, джоуль-томсоновский эффект будет для него положительным, т. е. при падении давления температура понижается. Это свойство насыщенного пара и используется в паровых холодильных установках, для которых адиабатическое расширение заменено процессом дросселирования.

На рис. 17 изображена схема паровой холодильной установки, состоящей из следующих элементов: компрессора *a*, конденсатора *b*, дроссельного вентиля (регулирующего вентиля) *R* и испарителя *c*.

Сухой пар после адиабатического сжатия в компрессоре поступает в конденсатор, охлаждаемый водой. Когда агент проходит через дроссельный вентиль, происходит падение температуры до величины  $T_0$  более низкой, чем температура конденсации  $T$ . Холодный влажный пар поступает в испаритель, где жидкость кипит. При этой низкой температуре тепло отнимается от холодоносителя. Влажный пар всасывается в цилиндр компрессора и цикл повторяется.

На рис. 18 изображены процессы изменения состояния, происходящие в установке, кроме того там же для сравнения показан обратный цикл Карно, работающий при тех же температурах  $T$  и  $T_0$ .

В этой диаграмме:

- AB* — адиабатическое сжатие в компрессоре;
- BC* — конденсация паров в конденсаторе;
- CD* — адиабатическое расширение в расширительном цилиндре;
- DA* — кипение жидкости в испарителе.

Конечное состояние в процессе дросселирования изображено на диаграмме точкой *E*. Эта точка определяется пересечением кривой равной энтальпии, проходящей через точку *C* с изобарой  $p_0$ .

Замена расширительного цилиндра дроссельным вентилем и, следовательно, процесса обратимого адиабатического расширения процессом дросселирования вызывает, с одной стороны, уменьшение холодопроизводительности на некоторую величину  $\Delta q_0$ , которая на рис. 18 изображена площадью  $D_1DEE_1$  и, с другой стороны, влечет за собой увеличение работы установки на величину  $\Delta AL$ , равную работе расширительного цилиндра  $AL_2$ .

Увеличение работы  $\Delta AL$  равно уменьшению холодопроизводительности. Действительно, применяя расширительный цилиндр, количество тепла, отнимаемое в конденсаторе, будет:  $q_1 = q_0 + AL$  (здесь  $AL = AL_1 - AL_2$ ). То же количество тепла в случае применения схемы с дроссельным вентилем будет равно:

$$q_1 = q_0 - \Delta q_0 + AL + \Delta AL.$$

Следовательно,  $\Delta q_0 = \Delta AL$ , т. е. при переходе от первой схемы ко второй потеря холодопроизводительности численно равна невозвращенной работе расширительного цилиндра.

Потребная работа установки по второй схеме будет изображаться в диаграмме  $T-S$  (см. рис. 18) суммой площадей  $ABCD$  и  $D_1DEE_1$ . Эту же работу можно представить как площадь  $FABCF$ . Затрачиваемая в компрессоре работа равна разности энтальпий в конце и в начале адиабатического сжатия ( $i_B - i_A$ ).

Если считать, что все изобары в области жидкости практически совпадают с нижней пограничной кривой (это спра-

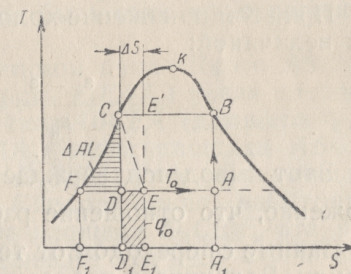


Рис. 18. Потери при замене дросселя дроссельным вентилем.



ведливо для малосжимаемых жидкостей), то площадь  $FABCF$  (рис. 18) в точности будет равна работе компрессора.

В этом случае площадь прямоугольника  $D_1DEE_1$  равна площади  $CDF$  (горизонтально заштрихованной на рисунке). Эта площадь определяет увеличение работы при замене расширительного цилиндра дроссельным вентилем, т. е. увеличение работы по сравнению с обратным циклом Карно.

Необратимость, связанная с заменой расширительного цилиндра дроссельным вентилем, может быть охарактеризована отношением холодильного коэффициента данного цикла к холодильному коэффициенту обратного цикла Карно, т. е.

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_K} = \frac{\frac{q_0 - \Delta q_0}{AL_1}}{\frac{q_0}{AL}} < 1.$$

При этом понижение холодильного коэффициента выражается величиной:

$$\alpha = \frac{\varepsilon_K - \varepsilon}{\varepsilon_K} = \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon_K} \right) \frac{AL_2}{AL_1}. \quad (3)$$

Этот вывод подтверждает высказанное в первой главе положение, что отношение работ  $\frac{AL_2}{AL_1}$  характеризует потери, связанные с переходом от теоретического к действительному циклу. Величина  $\alpha$  пропорциональна при заданных температурах  $T$  и  $T_0$  отношению:

$$\frac{\Delta AL}{AL} = \frac{\text{пл. } FCD}{\text{пл. } FABCF} = \frac{\text{пл. } D_1DEE_1}{\text{пл. } FABCF}.$$

Понижение холодильного коэффициента при переходе к дроссельному вентилю будет тем меньше, чем больше для агента величина скрытой теплоты парообразования и чем круче будет проходить нижняя пограничная кривая в энтропийной диаграмме. Из этого можно сделать вывод, что целесообразны холодильные агенты, обладающие большой величиной скрытой теплоты парообразования и малой теплоемкостью жидкости.

Нижняя пограничная кривая предопределяет отклонение линии постоянной энтальпии от обратимой адиабаты (от вертикальной линии в  $T-S$  диаграмме), так как для различных температур всегда будет наблюдаться равенство площадей  $D_1DEE_1$  и  $CDF$  (см. рис. 18).

Следовательно, чем круче проходит нижняя пограничная кривая в  $T-S$  диаграмме, тем круче должна проходить линия постоянной энтальпии в области влажного пара.

Рассмотренный нами цикл с необратимым процессом дросселирования (мятия) наглядно иллюстрирует общее положение, высказанное нами в первой главе, а именно: произведение температуры среды ( $T$ ) на приращение энтропии системы тел (тел  $A$ ,  $B$  и  $C$  на принципиальной схеме 2)  $-\Delta S$ , т. е.  $T\Delta S$  равно избытку работы, затраченной извне в связи с необратимостью цикла.

Это положение, вытекающее из первого и второго начала термодинамики, является общим и не зависит от того, результатом чего является необратимость (нарушается ли термическое или механическое равновесие).

Избыток работы, связанный с необратимостью ( $\Delta AL$ ), должен рассматриваться по сравнению с обратимым циклом, дающим ту же холодопроизводительность, что и необратимый.

Тот же холод дает обратимый цикл Карно  $ABE'EA$  (см. рис. 18), таким образом и избыток работы в нашем необратимом цикле  $ABCEA$  должен быть взят по отношению к циклу Карно  $ABE'EA$ .

Работа, затрачиваемая в обратимом цикле Карно  $ABE'EA$  (дающем холодопроизводительность  $E_1EAA_1$ ) равна площади  $ABE'EA$ , а работа необратимого цикла  $ABCEA$  (дающего ту же холодопроизводительность  $E_1EAA_1$ ) равна площади  $ABCFA$  или сумме площадей  $ABE'EA$  и  $D_1CE'E_1$  (так как площадь  $FCD$  равна площади  $D_1DEE_1$ ). Следовательно, избыточная работа необратимого цикла равна площади  $D_1CE'E_1$ , эта последняя площадь равна произведению  $T\Delta S$ , где  $\Delta S$  и есть приращение энтропии, связанное с необратимостью.

Для рассматриваемого нами цикла можно составить следующий баланс для изменения энтропии тел, участвующих в процессах:

- 1) энтропия рабочего тела в результате цикла не изменилась, так как тело пришло в начальное состояние;
- 2) энтропия холодного тела уменьшилась на величину:

$$\frac{q_0 - \Delta q_0}{T_0};$$

- 3) энтропия среды (тела  $B$ ) возросла на величину  $\frac{q_1}{T}$ .
- Сложив изменения энтропии всех трех тел и имея в виду, что  $\frac{q_1}{T} = \frac{q_0}{T_0}$ , получим изменение энтропии системы  $\Delta S$  равным  $\frac{\Delta q_0}{T_0}$ .

При подсчете увеличения энтропии системы был сопоставлен необратимый цикл  $ABCEA$  с циклом Карно  $ABCEA$ , дающим большую холодопроизводительность на величину  $\Delta q_0$ .



Для вычисления роста энтропии мы имели право производить такое сопоставление, так как в любом обратном цикле Карно (в том числе в цикле  $ABCD$ , как и в цикле  $ABE'EA$ ) изменение энтропии системы равно нулю.

По отношению к циклу Карно  $ABCD$  избыточная работа необратимого цикла равна произведению  $\Delta S$  на температуру холодного источника  $T_0$ , а не на температуру среды  $T$ .

Рассмотрим, нельзя ли получить более высокий холодильный коэффициент цикла, заменив механическую необратимость процесса дросселирования термической необратимостью регенеративного теплообмена.

Схема с регенеративным теплообменом (рис. 19) характеризуется тем, что между конденсатором  $b$  и дроссельным клапаном  $R$  включен регенератор  $d$ , который позволяет, используя часть жидкого агента низкой температуры  $T_0$ , переохладить агент, выходящий из конденсатора до этой температуры  $T_0$  (в действительном цикле температура жидкого агента по выходе из регенератора всегда будет несколько выше температуры  $T_0$ ). Но даже в теоретическом случае, когда температура переохлаждения равна  $T_0$ , регенеративный теплообмен при осуществлении схемы, изображенной на рис. 19, не дает никакого преимущества.

Рис. 19. Включение регенератора.

Состояние переохлажденной жидкости в  $T-S$  диаграмме показано (см. рис. 18) точкой  $F$ , и процесс дросселирования в данном случае не вызовет роста энтропии.

Однако необратимый теплообмен в регенераторе происходит при конечной разности температур и приводит к росту энтропии, так как температура агента, проходящего через дроссельный клапан и воспринимающего тепло в регенераторе, остается постоянной и равной  $T_0$ , в то время как температура охлаждаемой жидкости в регенераторе изменяется от величины  $T$  до величины  $T_0$ .

Для переохлаждения жидкости до температуры  $T_0$  необходимо затратить количество тепла, равное площади  $F_1FCD_1$  (см. рис. 18), а так как верхняя площадь  $FCD$  равна площади  $D_1DEE_1$ , то на переохлаждение будет затрачен холод, равный площади  $F_1FEE_1$ , и полезная холодопроизводительность в регенеративном цикле снова будет равна площади  $E_1EAA_1$  так же как и в цикле без регенерации. Следовательно, никаких теоретических преимуществ такого рода регенерация не имеет.

Это свидетельствует о том, что приращение энтропии системы, наблюдающееся в связи с необратимостью в обоих циклах (в регенеративном и в обычном), не изменилось.

Для увеличения холодильного коэффициента нужно уменьшить степень необратимости, что приводит к уменьшению приращения энтропии системы.

## 2. Сжатие в области перегретого пара и переохлаждение жидкого холодильного агента

Рассмотренный выше цикл паровой холодильной машины, протекающий полностью в области насыщения («влажный ход» компрессора), в настоящее время не применяется. Значительно целесообразнее всасывать в цилиндр компрессора не влажный, а сухой пар (состояние которого характеризуется точкой  $G$  — рис. 20). В этом случае установка работает «сухим ходом компрессора».

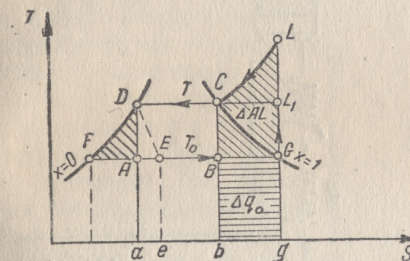


Рис. 20. Работа в области перегрева.

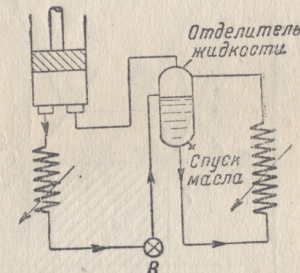


Рис. 21. Схема включения отделителя жидкости.

При сухом ходе в конце адиабатического сжатия получится перегретый пар (точка  $L$  в  $T-S$  диаграмме), и процесс отнятия тепла в конденсаторе изобразится линиями  $LC$  — сжатие перегрева и  $CD$  — конденсация.

При работе по схеме с расширительным цилиндром переход в область перегрева (работа сухим ходом) приводит к понижению холодильного коэффициента, так как приращение холодопроизводительности ( $\Delta q_0$  = площади  $bBGG$ ) при замене влажного хода сухим происходит медленнее, чем возрастание работы ( $\Delta AL$  = площади  $GLCB$ ). Однако такой вывод об уменьшении теоретического холодильного коэффициента не всегда верен по отношению к установкам, работающим с дроссельным клапаном. При регулирующем клапане величина работы в области насыщения будет измеряться площадью  $FBCDF$  и в случае пологого расположения левой пограничной кривой величина отношения  $\frac{\Delta q_0}{\Delta AL}$  может оказаться больше отношения

$\frac{q_0}{AL}$ , т. е. сухой ход будет теоретически более выгодным, чем влажный. Как показывают расчеты, именно такое поло-



жение наблюдается в углекислотных машинах, для которых переход от влажного к сухому ходу сопряжен с некоторым увеличением теоретического холодильного коэффициента.

Основным преимуществом работы сухим ходом является высокое значение действительного холодильного коэффициента и более благоприятные условия работы компрессора. Во время всасывания холодных паров из испарителя происходит теплообмен между стенками цилиндра и рабочим агентом. Этот теплообмен весьма отрицательно влияет на работу компрессора. Вследствие высокого значения коэффициента теплоперевода от влажного пара к стенкам, теплообмен будет более интенсивным при влажном ходе, чем при сухом.

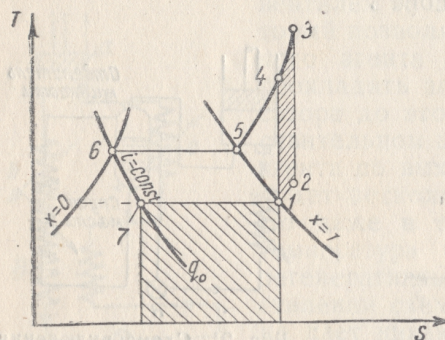


Рис. 22. Всасывание перегретых паров.

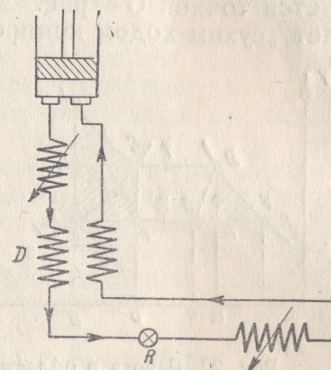


Рис. 23. Включение регенератора после испарителя.

Существенным недостатком влажного хода является также и то, что в процессе всасывания капельки жидкости оседают на стенках цилиндра. Это приводит к необходимости увеличения вредного пространства компрессора во избежание гидравлического удара. Увеличение же вредного пространства влечет за собой падение производительности компрессора. По этим причинам в настоящее время холодильные машины работают сухим ходом. Пары холодильного агента всасываются не непосредственно из испарителя, а через отделитель жидкости, обеспечивающий всасывание сухих паров в цилиндр компрессора. Схема включения такого отделителя жидкости изображена на рис. 21. На пути от отделителя жидкости до компрессора происходит перегрев пара, который может быть очень сильным, если всасывающий трубопровод плохо изолирован и имеет большую протяженность. Перегрев во всасывающем трубопроводе отрицательно сказывается на работе холодильной машины, так как удельный объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора, возрастает. Это влечет за

собой понижение холодопроизводительности компрессора и увеличение затрачиваемой работы. На рис. 22 изображен процесс с перегревом во всасывающем трубопроводе; точка 2 характеризует состояние пара при всасывании в цилиндр компрессора, линия 1—2—перегрев во всасывающем трубопроводе. Естественно, что в связи с перегревом во всасывающем трубопроводе уменьшается холодильный коэффициент, так как холодопроизводительность  $q_0$  остается прежней, а работа возрастает на величину  $\Delta AL$ , равную площади 12341.

Чтобы не только предохранить компрессор от влажного хода, но и одновременно понизить температуру агента, перед дроссельным вентилем ниже температуры охлаждающей воды следует осуществить перегрев пара установкой регенератора, через который проходят холодные пары после испарителя (рис. 23). В отличие от схемы, изображенной на рис. 19, охлаждающие пары поступают в регенератор не до испарителя, а после него.

Выясним, насколько выгоден такого рода регенеративный теплообмен и сопоставим его с рассмотренным ранее регенеративным циклом.

Сухой пар после выхода из испарителя в состоянии  $a$  поступает в регенератор (рис. 24), где он подогревается по изобаре  $aa'$ , одновременно переохлаждая жидкость по линии  $dd'$ . Если бы изобара в области перегретого пара была эквидистантна нижней пограничной кривой, то тогда можно было бы осуществить полную регенерацию и точка  $d'$  лежала бы на изотерме  $T_0$ . Однако ввиду того, что теплоемкость перегретого пара меньше теплоемкости жидкости, осуществить полную регенерацию невозможно, и точка  $d'$  будет лежать выше изотермы  $T_0$ .

Вне зависимости от свойств холодильного агента применение регенеративного теплообмена для цикла с изотермическим отводом и подводом тепла приводит к повышению холодильного коэффициента. При сравнении цикла без регенерации  $agcdea$  с регенеративным циклом  $aa'gedd'e'a$  необхо-

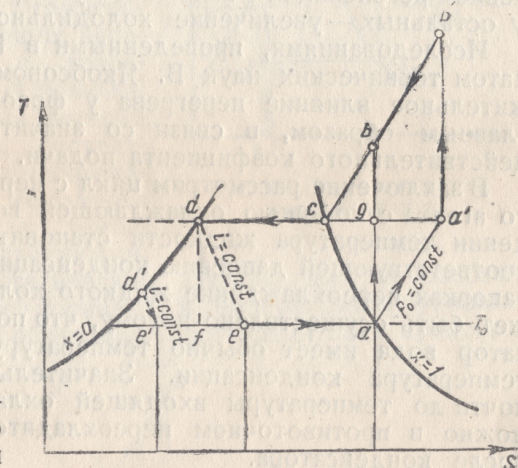


Рис. 24. Регенеративный подогрев агента после испарителя.



можно отдать предпочтение последнему, поскольку он дает меньшее приращение энтропии, чем регенеративный цикл с насыщенным паром, рассмотренный в предыдущем параграфе.

Однако, сопоставляя цикл  $aa'b'cdd'e'a$  с циклом  $abcdea$ , невозможно сделать общий вывод о преимуществе одного перед другим, так как регенеративный подогрев по линии  $aa'$  приводит к дополнительной необратимости, связанной с ростом температуры конца сжатия. В зависимости от свойств агента эта дополнительная необратимость приводит к различным величинам дополнительного приращения энтропии системы. Из трех агентов  $NH_3$ , фреона-12 и  $CO_2$  применение регенерации вызывает у первого уменьшение, а у остальных — увеличение холодильного коэффициента.

Исследованиями, проведенными в 1946—1947 гг. кандидатом технических наук В. Якобсоном<sup>1</sup>, установлено положительное влияние перегрева у фреоновых компрессоров, главным образом, в связи со значительным увеличением действительного коэффициента подачи.

В заключение рассмотрим цикл с переохлаждением жидкого агента с помощью охлаждающей воды. При переохлаждении температура жидкости становится ниже температуры, соответствующей давлению конденсации. В холодильных установках переохлаждение жидкого холодильного агента может быть осуществлено потому, что поступающая в конденсатор вода имеет обычно температуру более низкую, чем температура конденсации. Значительное переохлаждение почти до температуры входящей охлаждающей воды возможно в противоточном переохладителе, устанавливаемом после конденсатора.

Переохлаждение не может быть достигнуто в присутствии паровой фазы холодильного агента; поэтому в качестве переохладителя может служить только та часть поверхности охлаждения противоточного аппарата, в которой жидкий холодильный агент движется „полным сечением“. Выгода переохлаждения заключается в уменьшении энтальпии перед дроссельным вентилем, что увеличивает холодопроизводительность 1 кг холодильного агента.

На рис. 25 изображен круговой процесс аммиачной холодильной установки в диаграмме  $T-S$ . Пунктирной линией показано примерное изменение температуры охлаждающей воды в противоточном конденсаторе. Как видно из рисунка, чем больше  $\Delta t$  — средняя разность температур воды и агента, тем выше температура в точке 1 и поэтому тем больше преимущество от переохлаждения. Площадь 6435 представляет собой увеличение холодопроизводительности 1 кг агента.

<sup>1</sup> В. Якобсон, О влиянии перегрева засасываемых паров на работу холодильной машины, журн. „Холодильная техника“, № 1, 1949.

Та же холодопроизводительность может быть без переохлаждения достигнута при соответствующем увеличении поверхности конденсатора и количества циркулирующей воды. Тогда при малой разности температур  $\Delta t$ , давление конденсации  $p'$  было бы ниже, чем давление в цикле с переохлаждением  $p$ , и при одинаковой холодопроизводительности затрачиваемая работа была бы меньше на величину вертикальной заштрихованной площади, изображенной на рис. 25.

Переход в область перегретого пара, замена расширительного цилиндра дроссельным вентилем, необходимость иметь конечную разность температур в теплопередающих аппаратах привели нас к теоретическому циклу  $ABCDEF$  (рис. 26). Пунктирными линиями нанесены изотермы, соответствующие температурам окружающей среды  $T$  и холодного источника  $T_0$ ; обе эти температуры приняты постоянными.

Наименьшие энергетические затраты для перенесения тепла с температурного уровня  $T_0$  к температурному уровню  $T$  имели бы место при обратимом протекании всех процессов.

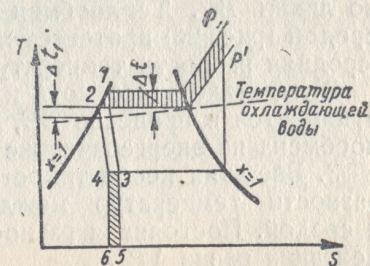


Рис. 25. Переохлаждение жидкого агента.

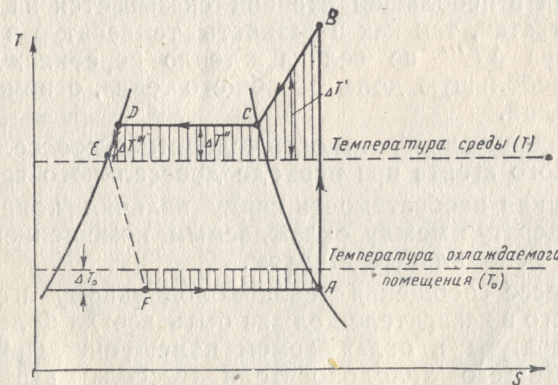


Рис. 26. Необратимость в цикле паровой машины.

Наличие необратимости внешней или внутренней приводит к увеличению расхода механической работы для производства холода.

До сих пор мы не учитывали необратимости процесса сжатия в компрессоре и считали, что этот процесс протекает вполне обратимо. В последующем изложении мы остано-



вимся на действительном процессе сжатия подробно. Однако теперь только укажем, что отклонение действительного процесса сжатия от обратимой адиабаты служит одним из наиболее существенных источников энергетических затрат.

Циклу паровой холодильной машины  $ABCDEF A$  при-  
сущи следующие источники необратимости:

1. Необратимость процесса сжатия агента в компрессоре.
2. Внешняя необратимость вследствие снятия перегрева по линии  $BC$ . Теплообмен между агентом и окружающей средой (рис. 26) протекает при большой разности температур (средняя разность температур агента и среды равна  $\Delta T'$ ).

Вследствие этого, хотя и небольшая доля тепла от агента отнимается в процессе  $BC$ , но влияние необратимого теплообмена на энергетические затраты довольно ощутимо.

3. Внешняя необратимость вследствие наличия конечной разности температур между конденсирующимся агентом и средой. Постоянная разность температур в процессе конденсации равна  $\Delta T''$ .

В современных конденсаторах эта разность температур не велика, но ввиду того, что тепло конденсации составляет обычно для большей части холодильных агентов около 80% от всего количества тепла, отнимаемого средой, пренебрегать этим источником необратимости нельзя.

4. Внешняя необратимость в процессе переохлаждения (в процессе отнятия тепла по линии  $DE$ ). Этот необратимый теплообмен в небольшой степени сказывается на энергетических затратах, так как и разность температур в процессе теплообмена  $\Delta T'''$  не велика и тепло переохлаждения составляет небольшую долю от общего тепла, отнимаемого от агента средой.

5. Внутренняя необратимость вследствие дросселирования холодильного агента при проходе дроссельного вентиля.

6. Внешняя необратимость ввиду наличия конечной разности температур между охлаждаемым помещением и испаряющимся холодильным агентом.

В процессе сообщения тепла холодильному агенту температура его в испарителе должна быть всегда более низкой, чем температура в охлаждаемом помещении. При наличии посредствующего холодоносителя (рассола) эта разность температур  $\Delta T_0$  обычно еще большая.

Для уменьшения затрат механической работы в цикле целесообразно стремиться к минимальным разностям температур  $\Delta T_0$ ,  $\Delta T'$ ,  $\Delta T''$  и  $\Delta T'''$ , однако при этом будут возрастать поверхности теплопередающих аппаратов.

Различные холодильные агенты далеко не равноценны в смысле влияния каждого из перечисленных выше шести источников необратимости.

Так, например, для аммиака, дающего по сравнению с другими агентами более высокую температуру конца адиабатического сжатия (и, следовательно, повышенную разность температур  $\Delta T'$ ), большее значение имеет необратимость от теплообмена при снятии перегрева и меньшее значение имеет внутренняя необратимость от процесса дросселирования.

Для углекислоты эта последняя необратимость играет существенную роль; она значительно понижает холодильный коэффициент. Фреоны, приводящие к низким температурам конца сжатия, в противоположность аммиаку, не дают заметного влияния необратимости при снятии перегрева.

### 3. Расчет теоретического цикла

Все наиболее важные величины, характеризующие работу холодильной машины, могут быть выражены через разности энтальпий в соответствующих точках цикла.

Холодопроизводительность  $q_0$  может быть представлена как разность энтальпий в точках, характеризующих состояние агента до и после кипения, потому что процесс кипения проходит при  $p = \text{const}$ .

Работа при адиабатическом сжатии равна разности энтальпий в точках начала и конца сжатия в компрессоре. Тепло, отнимаемое в конденсаторе  $q_1$ , также может быть представлено как разность энтальпий в начале и в конце процесса конденсации, так как последний проходит при постоянном давлении. Поэтому для расчета холодильных машин рационально пользоваться диаграммами  $T-S$ , в которых нанесены кривые равных энтальпий, а еще проще пользоваться диаграммой  $i-p$  (энтальпия — давление). В диаграмме  $i-p$  расчетные величины выражаются в виде отрезков, что очень удобно для проведения численных расчетов. Теоретический процесс холодильной машины при работе сухим ходом в диаграмме  $i-p$  представлен на рис. 27.

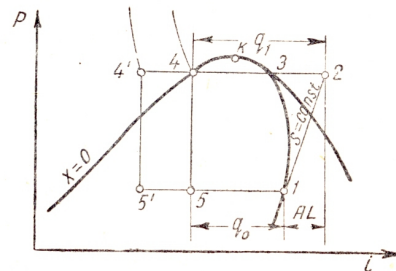


Рис. 27. Теоретические процессы в диаграмме  $i-p$ .

Линия сжатия в компрессоре изображена отрезком адиабаты  $1-2$ . При этом проекция отрезка  $1-2$  на ось  $i$  равна работе, затраченной на сжатие агента в компрессоре, так как  $AL = i_2 - i_1$ ; процесс снятия перегрева и конденсация изображены отрезками изобары  $2-3$  и  $3-4$ , а общее тепло, отнимаемое в конденсаторе, отрезком  $2-4 = i_2 - i_4$ . Процесс дросселирования изобразится изоэнтальпой  $4-5$ , а процесс кипения в испарителе — изобарой  $5-1$ ; холодопроизводи-



тельность  $q_0$ , равная  $i_1 - i_5$ , представится в виде отрезка  $5-1$ . В случае работы с переохлаждением процесс изменения состояния в конденсаторе должен быть изображен линией  $2-4'$ , а самый процесс переохлаждения — отрезком  $4-4'$ . Увеличение холодопроизводительности, связанное с процессом переохлаждения, будет равно отрезку  $5-5'$ .

Пример. Произвести с помощью диаграммы  $i-p$  теоретический расчет основных величин углекислотной холодильной машины холодопроизводительностью  $Q_0 = 50\,000$  ккал/час, если температура испарения  $t_0 = -5^\circ$ , давление в конденсаторе  $P = 80$  ата, температура переохлаждения  $t_n = +25^\circ$ .

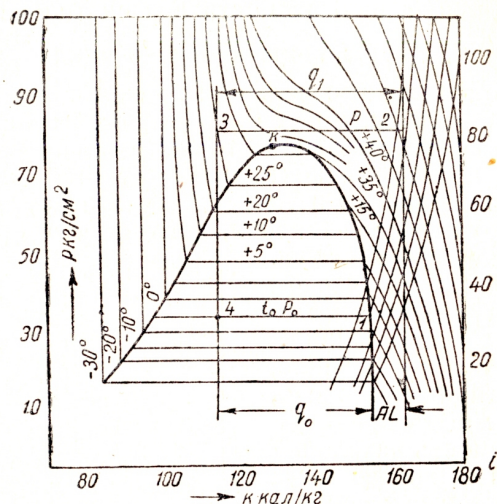


Рис. 28. Диаграмма  $i-p$  для углекислоты.

Пользуясь диаграммой  $i-p$ , определим (рис. 28):

энтальпию сухого пара в начале сжатия  $i_1 = 156,41$  ккал/кг;  
 энтальпию в конце сжатия  $i_2 = 166,00$  "  
 работу сжатия 1 кг  $AL = i_2 - i_1 = 9,60$  "  
 энтальпию переохлажденного агента  $i_3 = 116,00$  "  
 холодопроизводительность 1 кг  $q_0 = 156,41 - 116,00 = 40,41$  "

Теоретический холодильный коэффициент  $\varepsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{40,41}{9,6} = 4,21$ ;

часовое количество углекислоты, всасываемое компрессором

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{50\,000}{40,41} = 1\,240 \text{ кг/час};$$

теоретическая мощность  $N = \frac{AL}{632} = \frac{1240 \cdot 9,6}{632} = 18,9 \text{ л. с.};$

теоретический часовой объем засасываемых компрессором паров:

$$V_h = G v_1 = \frac{1240 \cdot 12,14}{1000} = 15 \text{ м}^3/\text{час}$$

(так как удельный объем в точке 1 по диаграмме равен  $12,14$  дм<sup>3</sup>/кг).

Если принять температуру испарения  $t_0 = -15^\circ$ , то получим  $\varepsilon = 3,4$ ,  $N = 23,1$  л. с. и  $V_h = 20$  м<sup>3</sup>/час.

Пример. Пользуясь диаграммой  $T-S$  для аммиака (рис. 29), произвести теоретический расчет основных величин аммиачной установки холодопроизводительностью  $50\,000$  ккал/час, если температура испарения  $t_0 = -15^\circ$ , температура конденсации  $t = +30^\circ$  и температура переохлаждения  $t_n = +25^\circ$ .

Пользуясь  $T-S$  диаграммой, находим:

энтальпию сухого пара при всасывании в компрессор:

$$i_1 = 340,8 \text{ ккал/кг};$$

энтальпию перегретого пара в конце сжатия:

$$i_2 = 395,8 \text{ ккал/кг};$$

теоретическую работу сжатия:

$$AL = i_2 - i_1 = 45,0 \text{ ккал/кг};$$

энтальпию переохлажденной жидкости:

$$i_3 = 71,5 \text{ ккал/кг};$$

холодопроизводительность 1 кг:

$$q_0 = i_1 - i_3 = 269,3 \text{ ккал/кг};$$

теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{269,3}{45,0} = 6,0;$$

весовое количество аммиака, всасываемое компрессором в течение часа:

$$G = \frac{50\,000}{269,3} = 186 \text{ кг/час};$$

удельный объем сухого пара, всасываемого в цилиндр компрессора:

$$v_1 = 0,509 \text{ м}^3/\text{кг};$$

часовой объем засасываемых паров:

$$V_h = G v_1 = 186 \cdot 0,509 = 95 \text{ м}^3/\text{час};$$

теоретическая мощность:

$$N = \frac{GAL}{632} = \frac{186 \cdot 45,0}{632} = 13,2 \text{ л. с.}$$

Из сравнения величин часового объема пара видно, что аммиачная установка уступает углекислотной ( $95$  м<sup>3</sup>/час против  $20$  м<sup>3</sup>/час для углекислотной). Однако, как по давлениям, так и по энергетическим показателям аммиачная установка, несомненно, более выгодна.

Пример. Определить изменение теоретического холодильного коэффициента в фреоновой установке при осуществлении регенеративного переохлаждения жидкого агента для следующих условий работы:

$$t_0 = -15^\circ; t = +35^\circ.$$

Пользуясь  $T-S$  диаграммой для фреона (рис. 30), находим:

1) для обычного цикла:

$$q_0 = 135,5 - 108 = 27,5 \text{ ккал/час};$$

$$AL = 142 - 135,5 = 6,5;$$

$$\varepsilon = 4,2;$$



2) для регенеративного цикла:

$$\begin{aligned} q'_0 &= 135,5 - 101,0 = 34,5 \text{ ккал/кг;} \\ AL' &= 150,5 - 142,5 = 8,0 \text{ ккал/кг;} \\ \epsilon' &= 4,3. \end{aligned}$$

Таким образом, для фреоновой установки наблюдается рост холодильного коэффициента в связи с регенеративным теплообменом.

В аммиачной установке, как указывалось выше, будет происходить понижение теоретического холодильного коэффициента.

Пример. Определить изменение теоретического холодильного коэффициента в аммиачной установке при осуществлении регенеративного переохлаждения для условий работы предыдущего примера:

1) для обычного цикла:

$$\begin{aligned} q_0 &= 398 - 140 = 258 \text{ ккал/кг;} \\ AL &= 456 - 398 = 58 \text{ ккал/кг;} \\ \epsilon &= 4,45; \end{aligned}$$

2) для регенеративного цикла:

$$\begin{aligned} q'_0 &= 398 - 113 = 285 \text{ ккал/кг;} \\ AL' &= 494 - 425 = 69 \text{ ккал/кг;} \\ \epsilon' &= 4,15. \end{aligned}$$

#### 4. Зависимость холодопроизводительности от температуры кипения и конденсации

Объемная холодопроизводительность  $q_v = \frac{q_0}{v_A}$  значительно уменьшается при понижении температуры испарения, так как удельный объем сухого пара  $v_A$  сильно возрастает, а холодопроизводительность  $q_0$  изменяется очень мало. Это наглядно

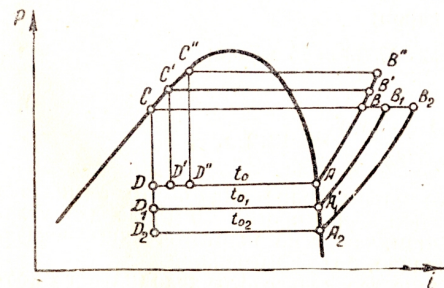


Рис. 32. Изменение холодопроизводительности при перемене температур.

видно из диаграммы  $i-p$  (рис. 32), где отрезки  $DA$ ,  $D_1A_1$  и  $D_2A_2$  изображают холодопроизводительность 1 кг при различных температурах испарения  $t_0$ ,  $t_{01}$ ,  $t_{02}$ , и при одной и той же температуре конденсации.

Общую часовую холодопроизводительность данной холодильной машины  $Q_0$  ккал/час можно выразить через часовую

$$Q_0 = V_h q_v. \quad (4)$$

Производительность холодильной машины уменьшается при понижении температуры кипения в связи с более низ-

кими значениями  $q_v$ . Уменьшение производительности произойдет также и при повышении температуры конденсации. В этом случае удельный объем всасываемого компрессором пара остается без изменения, а величина  $q_0$  соответствующая отрезкам  $DA$ ,  $D'A$  и  $D''A$ , уменьшается. Часовая холодопроизводительность машины не может быть стабильной, она зависит от рабочих температур кипения и конденсации, поэтому производительность холодильных машин сравнивают при так называемых нормальных условиях:

температура (в° C) кипения . . . . .	$t_0 = -10$
" " конденсации . . . . .	$t_1 = +25$
" " переохлаждения водой . . . . .	$t_{п} = +15$

Принято также сравнивать объемную производительность машин при следующем режиме:

температура (в° C) кипения . . . . .	$t_0 = -15$
" " конденсации . . . . .	$t_1 = +30$
" " переохлаждения водой . . . . .	$t_{п} = +25$

При этом учитывается перегрев во всасывающем трубопроводе в 5°, т. е. считают, что всасывается в цилиндр компрессора перегретый пар температурой  $-10^\circ$ .

Эти условия называют стандартными и соответственную холодопроизводительность стандартной холодопроизводительностью.

Пример. Определить „нормальную“ холодопроизводительность аммиачной холодильной машины, если при температуре испарения  $t_0 = -20^\circ \text{C}$  и температуре переохлаждения  $t_{п} = +30^\circ \text{C}$  ее производительность равна 100 000 ккал/час.

Удельная объемная холодопроизводительность при указанных условиях работы:

$$q_v = \frac{q_0}{v_A} = 419,5 \text{ ккал/м}^3.$$

Удельная объемная холодопроизводительность при нормальных условиях равна:

$$q_{vH} = 673,8 \text{ ккал/м}^3.$$

Следовательно, нормальная холодопроизводительность будет равна:

$$Q_H = Q_0 \frac{q_{vH}}{q_v} = 100\,000 \frac{673,8}{419,5} = 161\,000 \text{ ккал/час.}$$

Это означает, что при переходе на нормальные условия работы компрессор установки может обеспечить всасывание такого объема пара, который произвел бы в течение часа уже не 100 000, а 161 000 ккал холода.



### 5. Цикл в надкритической области

Температура в критической точке для  $\text{CO}_2$  низка, она равна  $31,35^\circ\text{C}$ . Когда температура охлаждающей воды приближается к  $25-27^\circ\text{C}$ , сжижение агента при отнятии тепла может не наступить, так как между холодильным агентом и водой должна быть конечная разность температур. В этом случае цикл будет частично протекать в надкритической области.

Переход в надкритическую область сопровождается падением холодопроизводительности 1 кг; при данном часовом объеме компрессора это приводит к уменьшению холодопроизводительности установки.

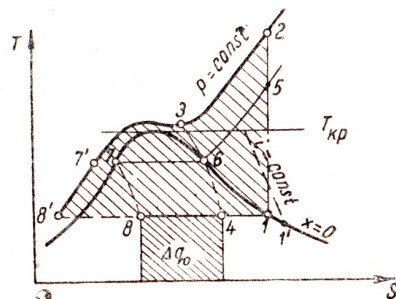


Рис. 33. Охлаждение агента вне области насыщения.

Для анализа такого цикла наиболее характерна углекислотная машина.

Цикл 12341 для случая работы в надкритической области и цикл 156781 при работе в области насыщения (с более низкой температурой воды) изображены на рис. 33.

Падение холодопроизводительности  $\Delta q_0$  может быть

очень большим. Так же уменьшается и холодильный коэффициент, так как повышается среднепланиметрическая температура в процессе отнятия от рабочего тела тепла и одновременно с этим увеличивается влияние необратимости, связанной с процессом дросселирования.

В конденсаторе установки уже не происходит конденсация и цикл является как бы смешанным; в нижней своей части он протекает в области насыщенного пара, в верхней — в газовой области.

Вблизи критической точки изобары для жидкой фазы с нижней пограничной кривой не сливаются (см. линию  $p = \text{const}$  на рис. 33), как это происходит при низких температурах.

Работа цикла, равная разности энтальпий в точках 2 и 1, изображается наклонно заштрихованной площадью  $1238'1$ .

Для оценки работы в этих условиях определим изменение теоретической холодопроизводительности и холодильного коэффициента углекислотной машины, если температура охлаждающей воды повысилась с 15° до 36°С, а температура испарения сохранилась в обоих случаях одинаковой и равной — 20°С.

1. Работа в области насыщения. Принимаем разность температур между агентом и охлаждающей водой в конденсаторе (без переохлаждения) равной  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ . Тогда давление конденсации, соответствующее температуре конденсации  $20^\circ\text{C}$ , равно 60 ата.

Из энтропийной диаграммы для  $\text{CO}_2$  имеем:

$$q_0 = 156 - 114 = 42 \text{ ккал/кг};$$

$$AL = 169 - 156 = 13 \text{ ккал/кг};$$

$$\epsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{42}{13} = 3,25.$$

Таким образом, степень совершенства цикла в этом случае равна:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_K} = \frac{3,25}{6,3} = 0,52, \text{ т. е. } 52\%.$$

2. Работа вне области насыщения в надкритических условиях. Если в конденсаторе поддерживать давление сжатия таким же, как при работе в области насыщения, то необратимость процесса дросселирования приведет к значительному росту энтропии, и точка, характеризующая состояние после дроссельного вентиля (точка  $1'$ ) будет лежать правее точки  $1$ , и холодопроизводительность установки будет равна нулю. Поэтому давление в конце сжатия необходимо повысить. Принимая давление в конденсаторе равным 90 ата и считая, что температура агента в этом случае также отличается на  $5^\circ$  от температуры охлаждающей воды (т. е. равна  $35^\circ\text{C}$ ), будем иметь:

$$q'_0 = 156 - 125 = 31 \text{ ккал/кг};$$

$$AL' = 174 - 156 = 18 \text{ ккал/кг};$$

$$\varepsilon' = \frac{31}{18} = 1,73.$$

Степень термодинамического совершенства цикла в этом случае будет:

$$\frac{\varepsilon'}{\varepsilon_K} = \frac{1,73}{4,6} = 0,38, \text{ или } 38\%.$$

Приведенный пример наглядно показывает значительное ухудшение энергетических показателей в том случае, когда температура охлаждающей воды близка к критической температуре агента.

Существенной особенностью рассматриваемого цикла является свободный выбор давления в конце сжатия. В том случае, когда установка работает с конденсацией, давление в конденсаторе предопределено ее температурой. Давление



же в рассматриваемом нами цикле может быть выбрано произвольно.

Приводим метод определения наивыгоднейшего давления, при котором значение теоретического холодильного коэффициента достигает максимума<sup>1</sup>.

На рис. 34 дан теоретический цикл углекислотной машины  $ABCD$  в  $i-p$  диаграмме, где:

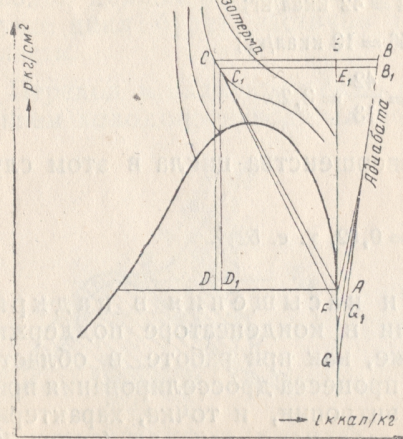


Рис. 34. К выбору оптимального давления в конденсаторе.

$AB$  — адиабатическое сжатие,  $BC$  — охлаждение перегретых паров в конденсаторе;

$CD$  — дросселирование в вентиле;

$DA$  — кипение в испарителе.

Холодопроизводительность  $q_0 = i_A - i_D$  и измеряется в диаграмме отрезком прямой  $DA = CE$ . Работа  $AL = i_B - i_A$  и измеряется отрезком прямой  $EB$ .

Холодильный коэффициент теоретического рабочего цикла:

$$\epsilon = \frac{i_A - i_D}{i_B - i_A} = \frac{i_A - i_C}{i_B - i_A} = \frac{CE}{EB}$$

и является функцией от  $p$ .

Найдем максимум функций  $\epsilon = f(p)$ , приравнявая к нулю ее производную:

$$\frac{d\epsilon}{dp} = \frac{-\frac{\partial i_C}{\partial p} (i_B - i_A) - \frac{\partial i_B}{\partial p} (i_A - i_C)}{(i_B - i_A)^2} = 0$$

или

$$-\frac{\partial i_C}{\partial p} (i_B - i_A) = \frac{\partial i_B}{\partial p} (i_A - i_C),$$

или

$$\frac{i_B - i_A}{\frac{\partial i_B}{\partial p}} = \frac{i_A - i_C}{-\frac{\partial i_C}{\partial p}} = EB \cdot \frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial p}} = CE \cdot \frac{1}{-\frac{\partial i_C}{\partial p}}.$$

<sup>1</sup> Цыдзик В. Е., Бармин В. П. и Вайнберг Б. С., — Холодильные машины и аппараты, Машгиз, М. 1946.

Здесь:  $\frac{1}{\frac{\partial i_C}{\partial p}}$  и  $\frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial p}}$  — тангенсы углов наклона изотермы,

проходящей через точку  $C$ , и адиабаты, проходящей через точку  $B$  в  $i-p$  диаграмме (см. рис. 34).

Следовательно, если мы проведем через точку  $C$  касательную к изотерме, а через точку  $B$  — касательную к адиабате, то пересечение первой касательной с продолжением изэнтаклы  $EA$ , проходящей через точку  $A$ , даст нам точку  $F$  и отрезок  $EF = CE \cdot \frac{1}{-\frac{\partial i_C}{\partial p}}$ , а пересечение второй касатель-

ной к адиабате с той же изэнтаклой даст нам точку  $G$  и отрезок  $EG$ , равный  $EB \cdot \frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial p}}$ . В случае, если точки  $B$  и  $C$

лежат на линии оптимального давления  $p$ , то тогда отрезки  $EF$  и  $EG$  должны быть равны, т. е. точки  $F$  и  $G$  совпадают, и касательные к изотерме и к адиабате должны пересекаться на продолжении изэнтаклы, проходящей через точку  $A$ . Однако благодаря тому, что изотермы в интересующей нас зоне (температуры от 30 до 40°C, давления от 75 до 110 ата) имеют крутой поворот, а, с другой стороны, касательные для адиабат мало отличаются для соседних точек, найденное давление будет вблизи от оптимального, если касательная в точке  $C$  пересечет изэнтаклу в самой точке  $A$ .

Отсюда вытекает следующий метод последовательных приближений.

1. Из точки  $A$ , которая задается температурой кипения, проводят касательную к изотерме, соответствующей наинизшей температуре охлаждения углекислоты в конденсаторе.

Через точку касания  $C_1$  проводят изобару до точки  $B_1$ , лежащей на адиабате, которая проходит через точку  $A$ ; через точку  $B_1$  проводят касательную к адиабате до пересечения ее с изэнтаклой  $AE$  в точке  $G_1$ .

2. Из точки  $G_1$  (играющей роль точки  $F$ ) проводят касательную к изотерме, а через точку касания  $C$  проводят изобару до точки  $B$  и из нее касательную до точки  $G$ .

Если совпадение точек  $G$  и  $G_1$  окажется недостаточным, то можно провести из точки  $G$  новую касательную к изотерме и т. д.

Если ограничиться первым приближением, т. е. найти искомое давление путем проведения касательной из точки  $A$  к изотерме, то найденное давление следует увеличить на 1,5—3,5 ата.



Практически наивыгоднейшее давление в действительном цикле будет зависеть от индикаторного к. п. д., а также от эксплуатационных условий, вследствие чего обычно пользуются определенными соотношениями между температурой охлаждения углекислоты в конденсаторе и давлением  $p$ .

Для того, чтобы увеличить холодильный коэффициент рассматриваемого нами цикла, можно применить двуступенчатое сжатие (которое будет нами рассмотрено ниже), либо осуществить регенеративный цикл по схеме, данной на рис. 23. При регенеративном охлаждении агента за счет подогрева сухого пара после испарителя по условиям последнего примера, рассмотренного в настоящем параграфе ( $t = 35^\circ$  и  $t_0 = -20^\circ$ ), получим следующие значения: количество тепла, которое возможно отнять в генераторе, равно разности энтальпий в точках  $a'$  и  $a$  (рис. 24):

$$i_{a'} - i_a = 171 - 156 = 15 \text{ ккал/кг.}$$

Это количество тепла, будучи отнято от агента после конденсатора, понизит его энтальпию до значения  $i_{a'} = 110$  ккал/кг.

Тогда холодопроизводительность будет:

$$q_0' = 156 - 110 = 46 \text{ ккал/кг.}$$

Затраченная работа  $AL' = 194 - 171 = 23$  ккал/кг.

Холодильный коэффициент регенеративного цикла:

$$\epsilon' = 46 : 23 = 2.$$

Таким образом, по сравнению с ранее вычисленным коэффициентом (1,8) без применения регенераций, он заметно возрос.

Сочетая регенеративный цикл с двуступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением, можно еще в большей степени повысить холодильный коэффициент установки.

Схема установки, работающей по циклу с двуступенчатым сжатием, дана на рис. 35.

Углекислота, сжатая в цилиндре низкого давления до промежуточного давления  $p_1$ , поступает в первый промежуточный холодильник  $\kappa_1$ , где охлаждается до температуры, близкой к температуре охлаждающей воды. После предварительного охлаждения

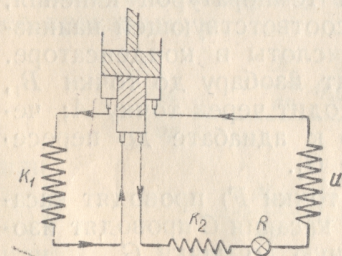


Рис. 35. Вторичное сжатие агента.

производится вторичное сжатие в цилиндре высокого давления от  $p_1$  до  $p$  и охлаждение во втором холодильнике  $\kappa_2$ .

Увеличение холодопроизводительности при двуступенчатом сжатии весьма наглядно представлено в диаграмме  $i-p$

(рис. 36), где: 1—2—сжатие в первой ступени до давления  $p_1$ ; 2—3—промежуточное охлаждение в первом холодильнике; 3—4—сжатие во второй ступени от давления  $p_1$  до давления  $p$ ; 4—5—охлаждение во втором холодильнике; 5—6—дросселирование в регулирующем вентиле  $R$ ; 6—1—кипение в испарителе  $u$ .

Если в обычном цикле при сжатии до давления  $p_1$  холодопроизводительность 1 кг измеряется отрезком  $6'1$ , то при переходе к двуступенчатому циклу холодопроизводительность возрастает на величину  $\Delta q_0$ , изображаемую отрезком  $6'6$ .

Увеличение холодильного коэффициента в этом цикле по сравнению с обычным циклом, дающим ту же величину холодопроизводительности (цикл 12561), видно из сравнения индикаторных диаграмм обоих процессов.

На рис. 37 индикаторная диаграмма нижней ступени — 1234, верхней ступени — 4567. В обычном цикле при сжатии до конечного давления (индикаторная диаграмма 12387) понадобится затратить большую работу, чем в двуступенчатом, на величину площади 38653 (площадь, заштрихованная горизонтально). Так как величина холодопроизводительности в обоих циклах равна, то холодильный коэффициент двуступенчатого цикла выше обычного.

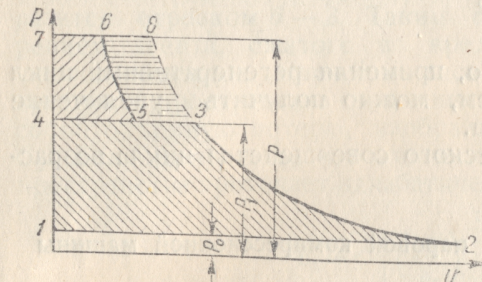


Рис. 37. Теоретическая индикаторная диаграмма при работе со вторым сжатием.

Пример 1. Определить холодильный коэффициент, с использованием двуступенчатого сжатия при температурах  $t = +35^\circ$  и  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ , если промежуточное давление  $p_1 = 90$  ата. Пользуясь диаграммой  $T-S$  для углекислоты, находим:

холодопроизводительность:

$$q_0 = 156 - 125 = 31 \text{ ккал/кг.}$$

Работа (в соответствии с обозначениями на рис. 36) равна:

$$AL = (i_2 - i_1) + (i_4 - i_3) = (168,5 - 156,0) + (163 - 159) = 16,5 \text{ ккал/кг.}$$

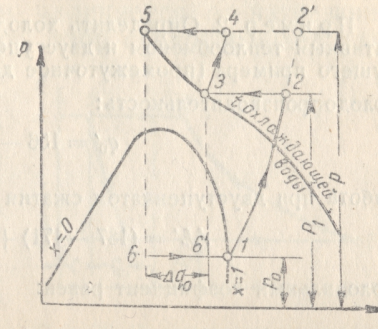


Рис. 36. Цикл с вторичным сжатием в диаграмме  $i-p$ .

сравнения индикаторных диаграмм обоих процессов.



(против 18,0 ккал/кг при одноступенчатом сжатии для того же давления); холодильный коэффициент равен:

$$\varepsilon = \frac{31}{16,5} = 1,88.$$

Для одноступенчатого цикла холодильный коэффициент равен 1,73.

**Пример 2.** Определить холодильный коэффициент цикла с регенеративным теплообменом и двухступенчатым сжатием для условий предыдущего примера (промежуточное давление примем равным 60 ата): холодопроизводительность:

$$q'_0 = 156 - 110 = 46 \text{ ккал};$$

работа при двухступенчатом сжатии в регенеративном цикле равна:

$$AL' = (187 - 171) + (163 - 159) = 20 \text{ ккал};$$

холодильный коэффициент равен:

$$\varepsilon' = \frac{q'_0}{AL'} = \frac{46}{20} = 2,3.$$

Следовательно, степень приближения к циклу Карно будет:

$$\frac{\varepsilon'}{\varepsilon_k} = \frac{2,3}{4,6} = 0,5 \text{ или } 50\%.$$

Пример показывает, что, применяя регенеративный цикл с двухступенчатым сжатием, можно получить увеличение холодильного коэффициента.

Степень термодинамического совершенства цикла возрастает с 38 до 50%.

## 6. Действительный цикл паровой компрессионной машины

Отклонения от теоретического процесса приводят к понижению холодильного коэффициента, а также к объемным потерям из-за необходимости увеличить рабочий объем компрессора для достижения заданной холодопроизводительности.

Рассмотрим вначале объемные потери.

Теоретическая индикаторная диаграмма компрессора представлена на рис. 38. Линия 1—2 изображает всасывание, 2—3— адиабатическое сжатие, 3—4— выталкивание. Действительная индикаторная диаграмма компрессора существенно отличается от теоретической диаграммы. Прежде всего нужно учесть влияние на работу компрессора так называемого вредного пространства (мертвого объема), т. е. объема между поршнем, находящимся в соответствующей мертвой

точке, и крышкой цилиндра с включением в этот объем пространства гнезд клапанов. Выполнить компрессор таким образом, чтобы в мертвой точке поршень вплотную подходил к крышке цилиндра, невозможно, поэтому всегда будет некоторый зазор между крышкой и поршнем. При отсутствии такого зазора возникает опасность аварии компрессора, так как шатунно-кривошипный механизм удлиняется от нагревания. При влажном ходе компрессора зазор предотвращает опасность гидравлического удара.

В связи с наличием вредного пространства, измеряемого отрезком 5—4 (рис. 38), линия выталкивания представлена отрезком 3—5; в точке 5 поршень меняет направление движения. Находящийся во вредном пространстве холодильный агент, сжатый до давления нагнетания  $p$ , при ходе поршня вправо будет расширяться до давления  $p_0$ . Этот процесс изображен линией 5—6. Всасывание начнется только тогда, когда давление холодильного агента, находящегося во вредном пространстве, сделается равным  $p_0$  (практически даже несколько меньшим  $p_0$ ). Поэтому всасывание начнется позже и изобразится отрезком 6—2. Таким образом, в связи с расширением агента, сжатого во вредном пространстве, уменьшается объемное количество засасываемого агента. Наличие вредного пространства в цилиндре компрессора влечет за собой объемную потерю, изображенную на рис. 38 отрезком  $C_1$ . Если допустить, что процесс расширения из вредного пространства протекает адиабатически, то можно записать, что

$$C_1 = C \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (5)$$

где:  $C$ — объем вредного пространства компрессора.

Эта формула показывает, что для уменьшения объемной потери  $C_1$  необходимо стремиться к уменьшению вредного пространства компрессора и к уменьшению отношения давлений  $\frac{p}{p_0}$ .

В действительности процессы расширения и сжатия не являются адиабатическими, так как здесь происходит теплообмен агента со стенками цилиндра.

Процесс расширения из вредного пространства может быть приближенно изображен политропой с показателем ниже адиабатического. Для аммиачных машин, например, показатель

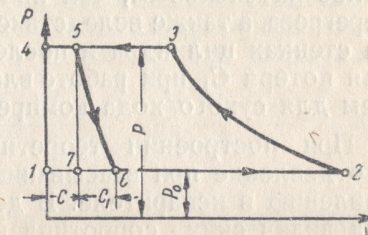


Рис. 38. Индикаторная диаграмма компрессора при наличии вредного пространства.



политропы лежит в пределах от 0,82 до 1,125 (в зависимости от температур испарения и конденсации). В быстроходных компрессорах показатель политропы мало отличается от показателя адиабаты. Отклонение действительного процесса расширения от адиабаты, в свою очередь, увеличивает объемную потерю  $C_1$ , так как точка  $b$  отходит вправо, и всасывание агента в компрессор начинается позже. Из-за того, что при влажном ходе теплообмен со стенками оказывается более интенсивным, чем при работе компрессором в области перегрева, а также вследствие оседания капель жидкого агента на стенках цилиндра и последующего их испарения, объемная потеря  $C_1$  при работе влажным ходом значительно выше, чем для сухого хода компрессора.

При построении теоретической диаграммы допускают, что давление при всасывании в цилиндр компрессора равно давлению в испарителе. В действительности же, вследствие гидравлических сопротивлений при всасывании, давление будет ниже давления  $p_0$ . Кроме того, при всасывании нужно преодолеть инерцию всасывающего клапана и сообщить агенту, находящемуся во всасывающем трубопроводе, ускорение, необходимое для его перетекания в цилиндр компрессора. Падение давления при всасывании вызывает дополнительную объемную потерю компрессора. Индикаторная диаграмма компрессора с учетом такой депрессии изображена на рис. 39. В конце сжатия необходим добавочный напор для преодоления гидравлических сопротивлений нагнетания и сообщения выталкиваемому агенту некоторой

кинетической энергии. Поэтому действительная линия выталкивания  $cd$  пройдет несколько выше линии  $p$ .

Так как действительное давление в цилиндре в конце всасывания из-за наличия депрессии всасывания оказывается ниже давления  $p_0$  в испарителе, то приведение объема поступивших в цилиндр паров к начальному давлению  $p_0$  вызывает затрату части обратного хода поршня, т. е. хода сжатия  $ab$ . Эта объемная потеря изображена отрезком  $C_2$  (рис. 39).

Величина объемной потери  $C_2$ , очевидно, будет увеличиваться с увеличением депрессии, т. е. разности давлений  $\Delta p_0 = p_0 - p'_0$ , которая достигает обычно в аммиачных ком-

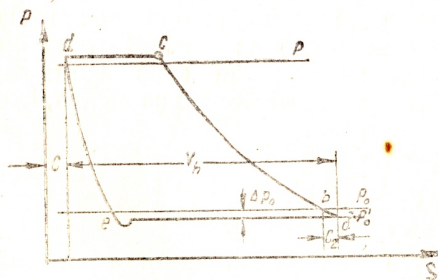


Рис. 39. Действительная индикаторная диаграмма компрессора.

прессорах 0,05—0,10 атм.  $C_2$  также зависит от абсолютного давления всасывания и увеличивается с его понижением. На основании опытных данных установлено, что для аммиачных компрессоров, например,  $C_2$  колеблется в пределах от 0,01 до 0,08 хода поршня в зависимости от величины депрессии  $\Delta p_0$  и давления испарения.

Объемные потери  $C_1$  и  $C_2$  уменьшают объем холодильного агента, поступающего извне при действительном процессе всасывания. Отношение объема, действительно засосанного компрессором, ко всему рабочему объему цилиндра называется объемным коэффициентом и определяется формулой:

$$\eta_v = \frac{V_h - C_1 - C_2}{V_h}, \quad (6)$$

где:  $V_h$  — рабочий объем цилиндра.

Часто объемный коэффициент расчленяют на два составляющих, один из которых ( $\eta_c$ ) учитывает только объемные потери, связанные с расширением из вредного пространства, а второй ( $\eta_{dp}$ ) учитывает потери от дросселирования. Этот коэффициент называют коэффициентом дросселирования.

Через объемные потери  $C_1$  и  $C_2$  эти коэффициенты выражаются следующим образом:

$$\eta_c = \frac{V_h - C_1}{V_h} \text{ и } \eta_{dp} = \frac{V_h - C_1 - C_2}{V_h - C_1}.$$

Иногда коэффициент  $\eta_c$  называют объемным коэффициентом, а коэффициент

$$\eta_v = \eta_c \eta_{dp}$$

называют индикаторным коэффициентом всасывания.

Объемные потери, вызываемые утечками через неплотности (в клапанах, сальнике и поршневых кольцах) учитывают коэффициентом плотности —  $\eta_{пл}$ .

Численное значение этого коэффициента зависит от конструкции и от степени изношенности компрессора.

Однако не только „видимые“ потери  $C_1$  и  $C_2$  приводят к уменьшению производительности компрессора. Существует еще один источник потери производительности, происходящий из-за того, что в процессе всасывания холодильный агент приходит в соприкосновение со стенками цилиндра, имеющими более высокую температуру. Вследствие теплообмена, который обычно особенно интенсивно происходит при проходе через всасывающий клапан, удельный объем агента в конце всасывания увеличивается и, следовательно, весовое количество агента, подаваемого компрессором, уменьшается. При сухом ходе теплообмен в процессе всасывания приводит к перегреву пара, а в случае влажного — к возрастанию сухости.



Указанная потеря не может быть определена исследованием индикаторной диаграммы. Она учитывается так называемым коэффициентом подогрева  $\eta_w$ , равным отношению удельного объема агента до процесса всасывания, т. е. удельного объема сухого пара в случае работы сухим ходом, к действительному удельному объему в конце всасывания.

Суммарные потери производительности компрессора учитываются коэффициентом подачи  $\lambda$ , равным произведению коэффициента подогрева на объемный коэффициент и на коэффициент плотности:

$$\lambda = \eta_v \eta_w \eta_{пл} \quad (7)$$

Таким образом, коэффициент подачи, характеризующий уменьшение весовой производительности в действительном процессе по сравнению с теоретической производительностью, представляет отношение весового количества действительно поступившего в цилиндр агента к весу его, который мог бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при удельном объеме, соответствующем состоянию перед компрессором.

Численное значение коэффициента подачи зависит от целого ряда условий, к которым прежде всего необходимо отнести: конструкцию машины, ее производительность, число оборотов, отношение давлений конденсации и испарения  $\left(\frac{p}{p_0}\right)$  и отношение соответствующих температур  $\left(\frac{T}{T_0}\right)$ , а

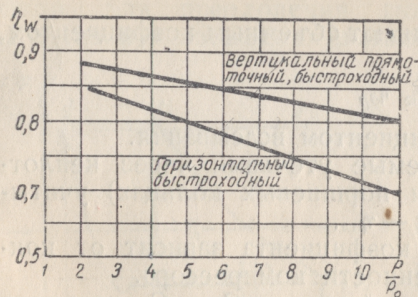


Рис. 40. Значение  $\eta_w$  для аммиачных компрессоров.

также наличие водяной рубашки цилиндра. Для ориентировочной оценки принято считать при одном и том же числе оборотов данного компрессора его коэффициент подачи изменяющимся линейно в зависимости от отношения температур  $\frac{T}{T_0}$ , однако исследования обнаружили неравенство значений коэффициентов подачи для различных температур при од-

них и тех же их отношениях. Эти исследования установили, что понижение температуры испарения влияет в большей степени на понижение производительности компрессора, нежели повышение температуры конденсации.

Опытные значения  $\eta_w$  для аммиачных компрессоров современных типов приведены на рис. 40.

Опытные значения коэффициента подачи  $\lambda$  в зависимости от отношения давлений, для серийного аммиачного компрес-

сора 4АУ-15, выпускаемого заводом „Компрессор“, представлены на рис. 41. Испытание показало, что этот компрессор имеет коэффициент подачи выше, чем у прежних моделей вертикальных холодильных машин. В первых конструкциях этих компрессоров наличие большого мертвого объема (7,6%) резко снижало коэффициент подачи по сравнению с последующими конструкциями, в которых был уменьшен мертвый

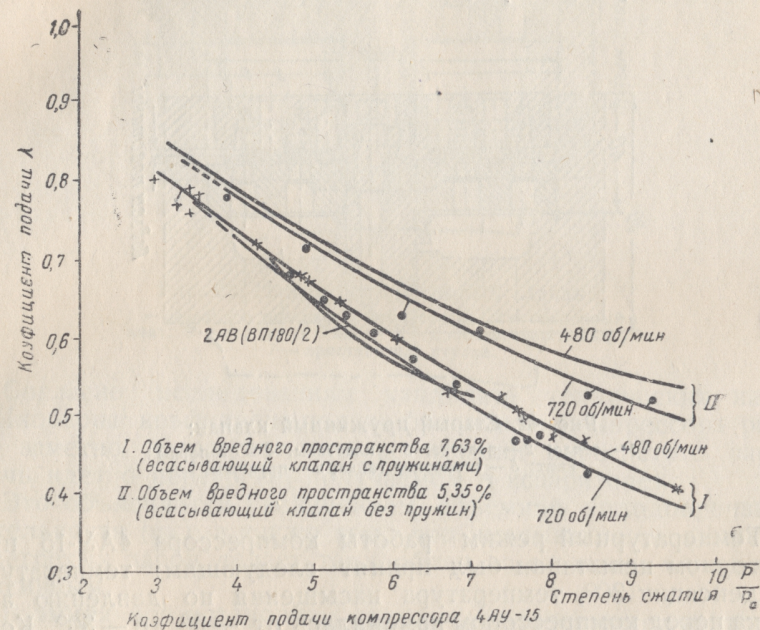


Рис. 41. Данные испытаний компрессора 4АУ-15.

объем за счет проходов пара в розетке всасывающего клапана. Изменению подверглась только конструкция розетки при сохранении тех же пластин и седла клапана (рис. 42 и 43).

Как видно из рис. 42 и 43, старые клапаны имели пружины и высокую розетку, что увеличивало мертвый объем<sup>1</sup>. В новых клапанах пружины исключены. Посадка и подъем пластин происходят за счет сил инерции, действующих на пластины в направлении, обратном движению поршня. В верхней мертвой точке пластины отстают от движения поршня вниз и открывают клапаны, а в нижней — пластины упираются в поршень при движении его вверх и закрывают клапаны. Проста-

<sup>1</sup> Гуревич Е. и Лаврова В. „Повышение холодопроизводительности компрессоров 4АУ-15 и 2АВ-15“, журнал „Холодильная техника“, № 2, 1950



звочное кольцо служит для подъема клапана до уровня торцевой кромки поршня.

Объем мертвого пространства в поршне при переходе на беспружинный всасывающий клапан уменьшился с 110 до 53,4 см<sup>3</sup>, а общий объем мертвого пространства в цилиндре с 189,2 до 132,6 см<sup>3</sup>. В процентах к объему, описываемому поршнем за один оборот вала, объем мертвого пространства снизился с 7,63 до 5,35.

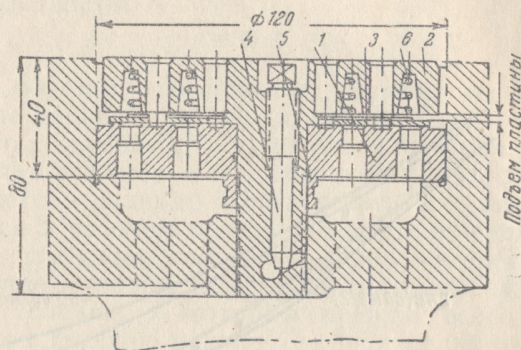


Рис. 42. Старый пружинный клапан:  
1 — седло; 2 — розетка; 3 — пластины; 4 — стопорный винт; 5 — стопорная гайка; 6 — пружины.

Температурный режим работы компрессора 4АУ-15 при повторном испытании был принят следующим: температура конденсации 30°, температура насыщения по давлению аммиака перед компрессором изменялась от —5° до —30°. Компрессор работал при 720 об/мин. Коэффициенты подачи компрессора, полученные при первом (кривые I) и повторном (кривые II) испытании даны в виде зависимостей от степени сжатия пара в компрессоре. При этом кривая I (при 720 об/мин.) построена по экспериментальным точкам, а кривая II (при 980 об/мин.) определена расчетом (рис. 41).

Экспериментальные кривые наглядно показывают, как влияют на коэффициент подачи величина объемного мертвого пространства в цилиндрах при изменении ее с 7,63 до 5,35% и дроссельные потери при изменении средней скорости поршня с 2,25 до 3,36 м/сек. (скорости пара менялись в щели клапана с 19,6 до 29,5 м/сек.).

Установка новых клапанов дала следующие результаты: когда компрессор работал с 720 об/мин. коэффициенты подачи увеличились — при степени сжатия 3,45 (нормальный режим работы) на 5,8%, при 4,93 (стандартный режим работы) — на 9% и при степени сжатия 9 — на 27,6%.

Анализ испытаний привел Е. Гуревича и В. Лаврову к заключению, что доминирующим фактором, который определяет значение коэффициента подачи компрессора, является влияние объема вредного пространства.

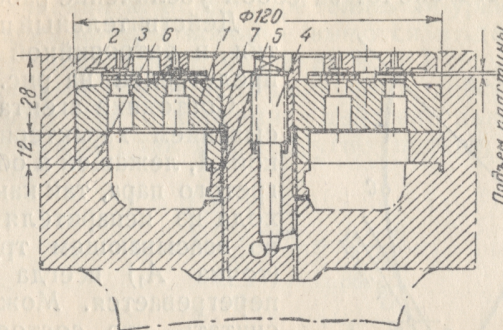


Рис. 43. Новый беспружинный клапан:  
1 — седло; 2 — розетка; 3 — пластины; 4 — стопорный винт; 5 — стопорная гайка; 6 — проставочное кольцо; 7 — проставочная втулка.

Согласно исследованиям кандидата технических наук В. Якобсона<sup>1</sup> коэффициент подачи фреоновых компрессоров (рис. 44) заметно возрастает при всасывании перегретого пара. (Речь идет о перегреве, получаемом в испарителе).

Это объясняется увеличением объемной холодопроизводительности ( $q_v$ ), а также тем, что всасывание в цилиндр перегретых паров делает теплообмен со стенками менее интенсивным.

В аммиачной установке, как показывают испытания, полезный перегрев сначала увеличивает, а затем при большом перегреве уменьшает значение коэффициента подачи холодильной машины. Можно считать, что оптимальным для аммиачных машин является перегрев, лежащий в диапазоне от 5 до 10° С.

Теплообмен между стенками цилиндра и агентом имеется в действительном процессе не только при всасывании, но также и во время сжатия. Если в начале процесса сжатия температура агента ниже температуры стенок и тепло пере-

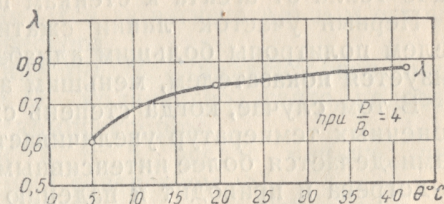


Рис. 44. Влияние перегрева фреоновых паров на коэффициент подачи компрессора.

<sup>1</sup> В. Якобсон. О влиянии перегрева засасываемых паров на работу холодильной машины, журнал „Холодильная техника“, № 1, 1949.



ходит от цилиндра к агенту, то, начиная примерно с середины хода сжатия, направление теплообмена меняется, так как температура агента становится выше температуры стенок. Процесс сжатия по этой причине отклоняется от адиабатического, и это влечет за собой увеличение работы сжатия.

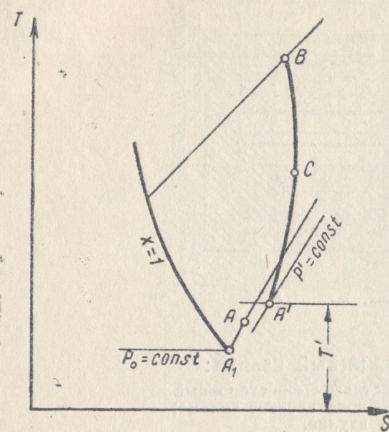


Рис. 45. Действительный процесс сжатия в энтропийной диаграмме.

кой  $A'$ , имеющей более высокую температуру и несколько более низкое давление, чем в точке  $A$ .

Участок линии сжатия  $A'C$  отвечает притоку тепла от стенок компрессора к агенту, а участок  $CB$  — обратной передаче тепла от агента к стенкам цилиндра.

Первый участок линии сжатия характеризуется показателем политропы большим адиабатического, второй характеризуется показателем, меньшим адиабатического.

В том случае, когда степень сжатия возрастает, интервал конечных температур увеличивается, и теплообмен со стенками делается более интенсивным, что ухудшает коэффициент подогрева и приводит к падению коэффициента подачи компрессора.

Увеличение работы, затрачиваемой в компрессоре, по сравнению с адиабатическим сжатием учитывается адиабатическим коэффициентом полезного действия  $\eta_a$  равным:

$$\eta_a = \frac{AL_T}{AL_\partial}, \quad (8)$$

где:  $AL_T$  — теоретическая работа, затрачиваемая на адиабатическое сжатие 1 кг;

$AL_\partial$  — действительная работа, потребная для сжатия 1 кг агента того же начального состояния.

Чаще всего в теории холодильных машин рассматривают именно адиабатический, а не изотермический к. п. д. компрессора по той причине, что изотермический процесс на практике не осуществим.

Адиабатический к. п. д., определяемый уравнением (8), не учитывает всех потерь, которые имеются в действительном компрессоре (депрессия в клапанах и пр.).

Индикаторный коэффициент полезного действия компрессора учитывает как отклонение действительного процесса от адиабатического, так и все другие потери; этот коэффициент равен:

$$\eta_{ii} = \frac{\left(\frac{N}{G}\right)_{\text{теор.}}}{\frac{N_i}{G}} = \frac{i_2 - i_1}{860 \frac{N_i}{G}}, \quad (9)$$

т. е. индикаторный коэффициент равняется: отношению мощности теоретического компрессора к индикаторной мощности действительного компрессора.

Мощность первого (теоретического) компрессора относится к одному килограмму засасываемого им агента, а мощность второго (действительного) компрессора относится к одному килограмму подаваемого им агента.

Под теоретическим компрессором в данном случае принимают компрессор без вредного пространства, без депрессий, без теплообмена и без трения. Он адиабатически сжимает пар с той температурой и давлением, которые пар имеет перед всасывающим патрубком действительного компрессора, до давления, которое имеется за нагнетательным патрубком действительного компрессора.

В знаменателе выражение (9)  $N_i$  — индикаторная мощность компрессора в квт, а  $G$  — количество агента, подаваемое в час действительным компрессором.

Ясно, что индикаторный к. п. д. всегда меньше, чем адиабатический, определяемый равенством (8).

Для данного типа компрессора индикаторный к. п. д. зависит главным образом от отношения давлений, нагнетания и всасывания; увеличение этого отношения понижает  $\eta_i$ .

Опытные значения  $\eta_i$  для горизонтальных аммиачных компрессоров приведены на рис. 46. Величины этого же коэффициента для углекислых вертикальных компрессоров даны на рис. 47.

Иногда значение  $\eta_i$  дается в зависимости не от  $\frac{p}{p_0}$ , а от разности температур конденсации и испарения  $T - T_0$ . Необходимо указать, что приводимые опытные данные для значения  $\eta_i$  (как и для коэффициента  $\lambda$ ) не учитывают пропусков



через неплотности, так как опыты производятся обычно на компрессорах, находящихся в таком состоянии, при котором эти потери настолько малы, что ими можно пренебречь. Таким образом, действительные значения  $\eta_i$  будут несколько ниже приводимых. Необходимо также учесть гидравлические сопротивления, которые вызывают увеличение индикаторной мощности, причем относительная величина потерь давления во всасывающем трубопроводе  $\frac{\Delta p_0}{p_0}$  увеличивается с понижением температуры испарения и достигает при температурах около  $-50^\circ$  значительных величин<sup>1</sup>.

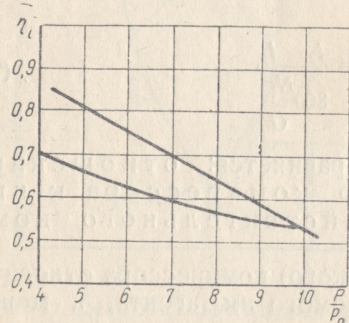


Рис. 46. Значения индикаторного к.п.д. горизонтальных аммиачных компрессоров.

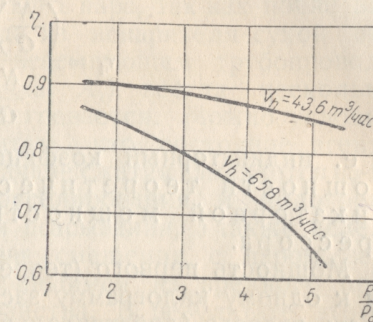


Рис. 47. Индикаторный к.п.д. вертикальных углекислотных компрессоров.

Падение давления во всасывающем трубопроводе аммиачной машины при температуре кипения  $-50^\circ$  составляло (при диаметре трубопровода 76 мм и общей длине 27 м) около 125 мм вод. ст. При низких температурах кипения (около  $-50^\circ\text{C}$ ) дроссельные потери во всасывающем трубопроводе вместе с потерями от депрессии во всасывающих клапанах понижают холодопроизводительность машины, примерно, на 20%.

Депрессия во всасывающих клапанах при таких низких температурах испарения приводит к понижению коэффициента подачи на 7—11%.

В случае непосредственного испарения, когда испаритель представляет собой систему труб значительной длины с большими гидравлическими сопротивлениями, в расчетах следует принимать действительный перепад давлений, преодолеваемый компрессором, больший того перепада, который определяется заданными температурами кипения и конденсации<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Ф. М. Чистяков, Исследование работы аммиачного двухступенчатого компрессора, МВТУ "Исследование рабочих процессов холодильных машин", под ред. проф. В. Е. Цыдика, Машгиз, 1949.

<sup>2</sup> В. С. Мартыновский, Индикаторный к.п.д. холодильной установки, журн. "Холодильное дело", № 11, 1936, Гидравлические сопротивления в холодильных установках. Труды Одесского института инженеров водного транспорта, 1937.

Работа, затрачиваемая извне на приведение в движение компрессора, больше, чем индикаторная работа  $N_i$ , так как часть энергии расходуется на преодоление сопротивлений в механизме компрессора.

Обозначая полную мощность через  $N_e$ , получим:

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}},$$

где:  $N_{\text{тр}}$  — мощность, необходимая для преодоления трения.

Механический к. п. д. характеризует эти потери:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}.$$

Опыт показывает, что величина работы трения данного компрессора сравнительно мало зависит от режима работы. Поэтому считают, что величина  $N_{\text{тр}}$  постоянна при различных нагрузках; величина же  $\eta_m$  при увеличении нагрузки будет возрастать. Часто механические потери в компрессоре характеризуются приведенным давлением на поршень, обусловленным работой сил трения. Если через  $p_i$  обозначить среднее индикаторное давление, а через  $p_{\text{тр}}$  приведенное давление сил трения, то:

$$\eta_m = \frac{p_i}{p_i + p_{\text{тр}}}. \quad (10)$$

Для малых машин энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивлений, возрастает, а это приводит к уменьшению механического к. п. д.

Для горизонтальных аммиачных компрессоров величина  $p_{\text{тр}}$  колеблется в пределах от 1,4 до 0,9 кг/см² при изменении объемной производительности компрессора от 45 до 450 м³/час. Для вертикальных многоцилиндровых компрессоров эта величина имеет более низкое значение. Так, для двухцилиндрового вертикального аммиачного компрессора (тип В — П) при объемной производительности от 100 до 200 м³/час величина  $p_{\text{тр}}$  соответственно колеблется в пределах от 1,1 до 0,85 кг/см².

Механический к. п. д. современных вертикальных аммиачных компрессоров, повышаясь с ростом производительности машины, колеблется в пределах от 0,7 до 0,9.

В течение последних лет Всесоюзным научно-исследовательским институтом химического машиностроения и Всесоюзной проектно-монтажной конторой (Министерства машиностроения и приборостроения СССР) была разработана сетка (нормали) компрессоров, успешно выпускаемых нашими заводами (см. приложение 8). Эти нормали охватывают громадный



диапазон холодопроизводительности, начиная от малых машин производительностью в 500 ккал/час, до громадной производительности в 1 200 000 ккал/час.

Интересно отметить, что в целях возможности серийного выпуска заводами предусмотрены такие конструкции компрессоров, что большинство деталей может изготавливаться как для аммиачных, так и для фреоновых машин. Конструкции компрессоров, выпускаемые в настоящее время нашими заводами, предназначаются для работы на аммиаке и на фреонах (Ф-12, Ф-22 и Ф-13).

Кроме того, предусматриваются и специальные типы углекислотных компрессоров, служащих для производства сухого льда (твердой углекислоты). В приведенных нормалях при кратком обозначении марки машины (4АУ-15, 2АУ-8, 4АУ-8 и т. д.) первая цифра обозначает число цилиндров; первая буква — рабочий агент (А — аммиак, Ф — фреон), вторая буква — основной тип компрессора (У — уобразный, В — вертикальный, Г — горизонтальный) и вторая цифра дает диаметр цилиндра в сантиметрах.

Из всей холодопроизводительности установки только часть действительно расходуется на процесс охлаждения или на поддержание в камерах необходимой низкой температуры. Некоторая часть расходуется на покрытие ряда неизбежных теплопритоков, имеющих место в холодильной установке вне охлаждаемого помещения.

Эти дополнительные потери холода, т. е. теплопритоки, имеют место как в системе холодильного агента, так и в системе хладоносителя. К числу таких дополнительных теплопритоков относятся:

- 1) теплопритоки из внешней среды через рассольный трубопровод и внешний кожух испарителя. Величина этой потери холода будет зависеть от длины рассольного трубопровода и изоляции;

- 2) теплопритоки из внешней среды через воздушные короба (каналы) к холодному воздуху, подаваемому в камеру. Это относится к случаю, когда камеры охлаждаются воздухом, подаваемым из специальных воздухоохладителей;

- 3) затраты холода, связанные с превращением в тепло работы механизмов. К такого рода механизмам относятся рассольные насосы, воздуходувки, подающие воздух в камеры, и мешалки, служащие для усиления циркуляции рассола в испарителе;

- 4) теплопритоки через всасывающий трубопровод агента.

Холодопроизводительность, необходимую для поддержания низкой температуры в камерах или для охлаждения продукта, принятого с повышенной температурой, называют полезной или нетто холодопроизводительностью. Общее же количество холода с учетом всех потерь, вызываемых ра-

ботой самой установки, называют брутто холодопроизводительностью.

Таким образом, коэффициент, характеризующий утечки холода в самой установке, будет равен отношению  $Q_{\text{нетто}}$  к  $Q_{\text{брутто}}$ . Он зависит от очень многих факторов, как, например, от изоляции рассольных и всасывающих трубопроводов, их длины, планировки машинного отделения, системы охлаждения (рассольное или воздушное) и других. Действительный энергетический баланс, отнесенный к холодильному агенту, представлен на рис. 48.

После прохода через регулирующий вентиль часть жидкости превращается в пар; дальше по трубопроводу движется смесь жидкости и пара, т. е. влажный пар.

Протекая по трубопроводу в испаритель влажный пар воспринимает из внешней среды через изоляцию трубопровода некоторое количество тепла, вследствие чего содержание пара в смеси увеличивается, и пар поступает в испаритель более сухим.

В испарителе вся жидкость, остающаяся в смеси, испаряется за счет тепла, равного сумме полезной холодопроизводительности и тепловых притоков в системе хладоносителя (рассола, воздуха).

На пути от испарителя к компрессору происходит тепловой приток через изоляцию труб всасывающего трубопровода.

Дальнейшее увеличение теплового потока в компрессоре является следствием превращения в тепло затрачиваемой извне работы сжатия. Агенту, находящемуся в цилиндре компрессора, сообщается дополнительное количество тепла от стенок цилиндра компрессора.

Направление этого теплового потока может быть и обратное (отнятие тепла от агента), если во время хода сжатия происходит интенсивное охлаждение стенок цилиндра (на рис. 48 изображены два потока, противоположные по направлению).

Процесс теплообмена со стенками цилиндра компрессора изображен замкнутой линией, так как тепло, передаваемое агенту от стенок при всасывании и в начале сжатия, будет в дальнейшем отдаваться обратно стенкам.

Так как в нагнетательном трубопроводе на участке от компрессора до конденсатора температура агента выше, чем температура окружающей среды, то тепловой поток будет направлен от агента во внешнюю среду.

В конденсаторе сначала отнимается тепло перегрева, пар становится сухим, насыщенным, а затем происходит его конденсация и переохлаждение.



На диаграмме энергетического баланса (см. рис. 48) показан также тепловой поток, сообщенный агенту в трубопроводе между конденсатором и регулирующим вентилем. Этот поток тепла незначителен.

В заключение остановимся на определении основных размеров компрессора.

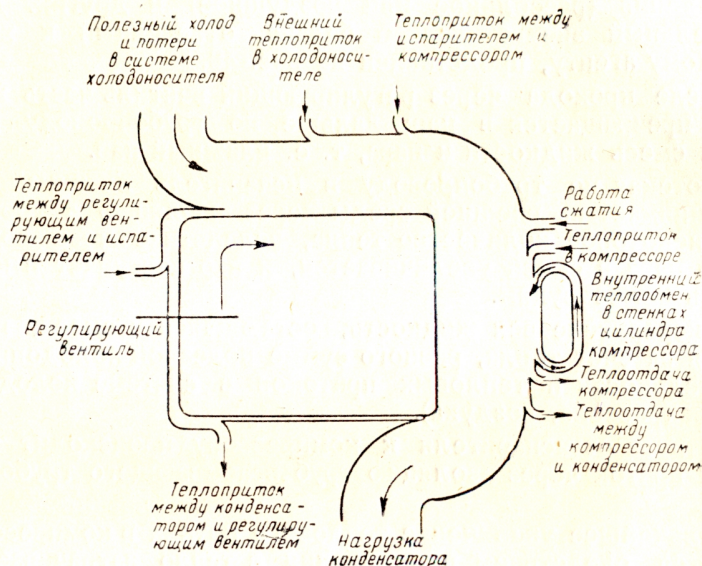


Рис. 48. Диаграмма энергетического баланса компрессионной холодильной машины.

Теоретический часовой объем компрессора  $V$  может быть легко определен по удельному объему агента в начале сжатия  $v_1$ :

$$V = G v_1 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Подсчитав для проектируемого типа компрессора значения коэффициента подачи  $\lambda$  по значениям коэффициентов  $\eta_v$  и  $\eta_w$ <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Для определения коэффициента подогрева весьма удобно при расчете пользоваться эмпирическими формулами, полученными проф. И. И. Левиным. В этих формулах коэффициент подогрева определяется как функция температур кипения и температуры конденсации. Так, например, для аммиачных вертикальных прямооточных компрессоров возможно пользоваться для вычисления коэффициента подогрева следующей простой зависимостью:

$$\eta_w = \frac{T_0}{T},$$

или непосредственно пользуясь опытной зависимостью  $\lambda$  от отношения давлений, легко определить действительный объем, описываемый поршнем  $V_h$  из соотношения:

$$V_h = \frac{V}{\lambda}.$$

При выбранном числе оборотов  $n$  компрессора в минуту, площадь  $F$  и ход поршня  $S$  будут для компрессора двойного действия связаны соотношением:

$$V = 2 \cdot 60 \cdot F \cdot S \cdot n. \quad (11)$$

Обозначив через:

$D$  — диаметр цилиндра,  
 $d$  — диаметр штока,

и подставляя вместо  $F$  его значение, получим:

$$V = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) S \cdot n \cdot 60 = 47,1 (2D^2 - d^2) S \cdot n. \quad (12)$$

Задаваясь средней скоростью поршня

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}$$

отношением хода поршня к диаметру и пользуясь уравнением (12), можно легко определить главные размеры цилиндра.

Современные быстроходные компрессоры большой холодопроизводительности работают со средними скоростями поршня в пределах 2,5—4,0 м/сек. при 300—900 об/мин.

Характерной величиной является отношение хода поршня к диаметру цилиндра. Аммиачные вертикальные компрессоры чаще всего имеют отношение  $\frac{S}{D}$  порядка 1 ÷ 1,2. В фреоновых компрессорах это отношение иногда уменьшается до 0,7 ÷ 0,8, что вызывается необходимостью увеличения  $D$  для более удобного размещения относительно больших клапанов, так как из-за значительного удельного веса паров фреона, во избежание больших дроссельных потерь, применяются сравнительно малые скорости прохода пара.

Теоретическое отношение  $\frac{S}{D}$ , отвечающее минимальным поверхностям полости цилиндра, равно единице.

Однако даже при  $\frac{S}{D} = 2 \div 3$  превышение этих поверхностей, по сравнению с минимальными, составляет незначительную величину.



Поэтому при выборе отношения  $\frac{S}{D}$  исходят из соображений наилучшего охлаждения цилиндра. Охлаждение же цилиндра зависит от размещения клапанов. Последние могут размещаться в крышке (вертикальные машины) или на боковой поверхности цилиндра (горизонтальные машины, вертикальные машины непрямоточные двойного действия).

Если клапаны установлены в крышке, то боковая поверхность цилиндра оказывается более эффективной для охлаждения; в этом случае наиболее рациональным будет компрессор с большим отношением  $S$  к  $D$ ; при расположении клапанов на боковой поверхности цилиндра более целесообразным является компрессор с малым отношением  $S$  к  $D$ .

Если при выборе основных размеров для определения конструкции исходить из неизменяемого отношения  $\frac{S}{D}$ , то уменьшение числа оборотов увеличивает ход поршня и диаметр цилиндра. Расчет сводится к определению скорости поршня, которая при уменьшении числа оборотов понижается. В связи с этим удлиняется время вредного теплообмена, который при больших  $S$  к  $D$  происходит на больших поверхностях.

Наиболее эффективными являются быстроходные компрессоры. Однако быстроходность компрессора ограничивается двумя факторами: действием сил инерции шатунно-кривошипного механизма и инерцией клапанов.

Увеличение сил инерции механизма выше известного предела приводит к ударам в момент изменения направления движения поршня.

Для расчета шатунно-кривошипного механизма компрессора и маховика необходимо построить индикаторную диаграмму, для чего целесообразно воспользоваться изображенным в диаграмме  $T-S$  процессом сжатия агента.

Отмечая на линии сжатия в энтропийной диаграмме точки, характеризующие промежуточные состояния и определяя для них удельный объем и давление, легко перенести эти точки на индикаторную диаграмму.

Энтропийная диаграмма дает возможность определить теоретическую работу, необходимую для сжатия 1 кг холодильного агента и, следовательно, общую теоретическую мощность компрессора  $M$ , необходимую при адиабатическом обратимом сжатии.

В действительности давление всасывания ниже, а давление конца сжатия выше теоретических на величины депрессии при всасывании и нагнетании. Построив индикаторную диаграмму, возможно вычислить теоретическую работу с учетом депрессий при всасывании и нагнетании.

Индикаторная мощность компрессора ( $N_i$ ) может быть определена, если известен индикаторный к.п.д. компрессора ( $\eta_i$ ), который для данного типа компрессора определяется опытными данными.

Проф. Левиным предложена приближенная эмпирическая формула, дающая возможность определить индикаторный к.п.д. аммиачных прямоточных вертикальных компрессоров по значениям коэффициента подогрева; эта формула для крупных и средних моделей имеет следующий вид:

$$\eta_i = \eta_w + 0,001 t_0 \quad (13)$$

Для фреоновых вертикальных прямоточных компрессоров крупной холодопроизводительности применяют аналогичную по структуре формулу:

$$\eta_i = \eta_w + 0,0025 t_0 \quad (14)$$

Получив индикаторную мощность и задавшись механическим к.п.д. компрессора, определяют полную, так называемую эффективную, мощность компрессора.

**Пример.** Определить основные размеры, действительный холодильный коэффициент и потребную мощность электродвигателя вертикального прямоточного фреонового компрессора двойного действия, обеспечивающего холодопроизводительность 200 000 ккал/час, если температура в охлаждаемом помещении  $-4^\circ\text{C}$ , а температура входящей в конденсатор охлаждающей воды  $+22^\circ\text{C}$ .

При заданных условиях принимаем температуру кипения фреона-12 равной  $-12^\circ\text{C}$ ; температуру конденсации равной  $+28^\circ\text{C}$  и температуру переохлажденного фреона перед дроссельным вентилем равной  $+25^\circ\text{C}$ .

Считаем далее, что во всасывающем трубопроводе фреон перегревается на  $3^\circ\text{C}$ .

Изображая в диаграмме  $T-S$  теоретический цикл с переохлаждением и перегревом во всасывающем трубопроводе, получим необходимые величины, как разность энтальпий в соответствующих точках процесса; холодопроизводительность 1 кг фреона:

$$q_0 = 135,6 - 105,8 = 29,8 \text{ ккал/кг;}$$

количество агента, циркулирующего в час:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{200\,000}{29,8} = 6700 \text{ кг/час;}$$

теоретический часовой объем, описываемый компрессором:

$$V = 6700 \cdot 0,025 = 570 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Отношение давлений  $\frac{p}{p_0}$  в цикле равно  $\frac{7,2}{2,1} = 3,44$ ; принимая величину вредного пространства равной 2% от рабочего объема, получим согласно уравнению (5) объемный к. п. д. компрессора:

$$\eta_v = 1 - C \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] = 1 - 0,05 = 0,95.$$



Коэффициент подогрева принимаем ориентировочно по формуле проф. Левина:

$$\eta_w = \frac{T_0}{T} = \frac{261}{301} = 0,87.$$

Тогда коэффициент подачи будет:

$$\lambda = \eta_v \cdot \eta_w = 0,95 \cdot 0,87 = 0,825.$$

Потребный объем, описываемый поршнем, составит:

$$V_h = \frac{V}{\lambda} = \frac{570}{0,825} = 690 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Определим теперь энергетические показатели компрессора. Теоретическая работа, потребная для обратимого, адиабатического сжатия одного килограмма агента будет равна:

$$AL = 141,5 - 136,0 = 5,5 \text{ ккал/кг};$$

теоретическая мощность компрессора:

$$N = \frac{G \cdot AL}{632} = \frac{6700 \cdot 5,5}{632} = 58 \text{ л. с.}$$

Индикаторный к. п. д. компрессора определим по формуле (14):

$$\eta_i = 0,87 - 0,03 = 0,84.$$

Тогда индикаторная мощность компрессора будет:

$$N_i = \frac{N}{\eta_i} = \frac{58}{0,84} = 69,5 \text{ л. с.}$$

Приняв механический к. п. д. компрессора равным 0,86, получим полную мощность компрессора равной:

$$N_e = \frac{69,5}{0,86} = 81 \text{ л. с.}$$

## ГЛАВА III ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

### 1. Общая характеристика холодильных агентов

Применение того или иного типа холодильной машины и рабочего процесса зависит от свойств холодильных агентов. Поэтому выбор холодильного агента имеет большое значение.

Невозможность использования воды в качестве рабочего вещества для холодильного цикла в технически важном диапазоне низких температур заставила с момента возникновения холодильной техники отыскивать другие холодильные агенты.

Аммиак получил наибольшее распространение по сравнению с другими холодильными агентами, предложенными почти одновременно с ним — хлористым этилом (1870), сернистым ангидридом (1874), хлористым метилом (1878) и углекислотой (1881).

В настоящее время в качестве холодильных агентов применяется свыше 30 веществ, но только около десяти из них пользуются широким распространением. В табл. 2 приведен перечень наиболее распространенных холодильных агентов с указанием их физических свойств.

К практическим факторам, имеющим наибольшее значение при оценке холодильных агентов, относятся: воздействие на человеческий организм (вредность агента), воздействие на металлы, горючесть и воспламеняемость, стоимость агента.

К термодинамическим факторам холодильных агентов необходимо отнести следующие: давление в конденсаторе, давление в испарителе, объемную холодопроизводительность, положение критической точки, температуру замерзания агента, степень термодинамического совершенства агента.

О крайнем разнообразии термодинамических свойств холодильных агентов можно судить по энтропийной диаграм-



Таблица 2

Агент	Химическая формула	Молекулярный вес $\mu$	Нормальная температура кипения $t_s$	Критическая температура $t_{кр}$	Критическое давление (в ата) $p_{кр}$	Критический объем (в л/кг) $v_{кр}$	Температура застывания $t_3$ (в °)	$K = \frac{C_p}{C_v}$
Аммиак . . . . .	$NH_3$	17,03	-33,4	+132,4	115,2	4,13	-77,7	1,30
Сернистый ангидрид . . . . .	$SO_2$	64,06	-10,08	+157,2	80,28	1,92	-75,2	1,26
Углекислота . . . . .	$CO_2$	44,01	-78,9	+31,0	75,0	2,16	-56,6	1,30
Хлорметил . . . . .	$CH_3Cl$	50,49	-23,74	+143,1	68,69	2,70	-97,6	1,20
Дихлорметан . . . . .	$CH_2Cl_2$	84,94	+40,0	+239,0	64,8	—	-96,7	1,18
Ф-11 . . . . .	$CFCl_3$	137,39	+23,7	+198,0	44,6	1,865	-111,0	1,13
Ф-12 . . . . .	$CF_2Cl_2$	120,92	-29,8	+111,5	40,8	1,80	-155,0	1,14
Ф-13 . . . . .	$CF_3Cl$	104,47	-81,5	+28,78	39,36	1,72	-180,0	—
Ф-21 . . . . .	$CHFCl_2$	102,93	+8,9	+178,5	52,69	1,916	-135,0	1,16
Ф-22 . . . . .	$CHF_2Cl$	86,48	-40,8	+96,0	50,3	1,905	-160,0	1,20
Ф-113 . . . . .	$C_2F_3Cl_3$	187,37	+47,6	+214,1	34,82	1,73	-35,0	1,09
Ф-114 . . . . .	$C_2F_4Cl_2$	170,91	+4,1	—	—	—	—	—
Ф-143 . . . . .	$C_3H_3F_3$	84,04	-47,3	+71,4	42,0	—	-111,3	—
Этан . . . . .	$C_2H_6$	30,06	-88,6	+32,1	50,3	4,7	-183,2	—
Пропан . . . . .	$C_3H_8$	44,1	-42,17	+96,8	43,39	—	-187,1	—

ме (рис. 49), где нанесены пограничные кривые для некоторых веществ.

Нормальная температура кипения холодильных агентов  $t_s$  (при давлении 760 мм рт. ст.) колеблется в пределах от  $+60^\circ$  до  $-130^\circ\text{C}$ . По этому, одному из решающих признаков, о котором будет речь итти ниже, холодильные агенты подразделяются на три основные группы: 1) агенты с высокими температурами ( $t_s > 0^\circ\text{C}$ , давление в конденсаторе  $p \leq 3 \text{ кг/см}^2$ ); 2) агенты со средними температурами ( $t_s \leq 0^\circ\text{C}$ ;  $p < 15 \text{ кг/см}^2$ ); 3) агенты с низкими температурами ( $t_s < -50^\circ\text{C}$ ), применяемые главным образом в качестве нижней ветви каскадных низкотемпературных установок.

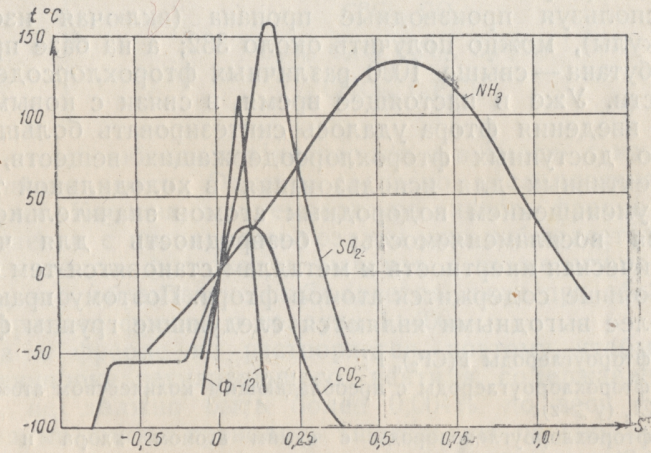


Рис. 49. Пограничные кривые различных холодильных агентов.

Аммиак — наиболее распространенный холодильный агент со средней нормальной температурой кипения. Он применяется в промышленных холодильных установках с поршневыми компрессорами для температур кипения не ниже  $-65^\circ$ . Достоинства аммиака: относительно малый часовой объем машины для умеренно низких температур, доступность, легкость обнаружения утечек. Недостатки: ядовитость, раздражающий запах, воспламеняемость и взрывоопасность в смеси с воздухом, которая требует строжайшего соблюдения правил техники безопасности; коррозия меди и ее сплавов (в присутствии воды).

Остальные агенты в настоящее время вытесняются фреонами (фторохлорпроизводными углеводородов), на свойствах которых остановимся подробнее.

Фреоны, обладая широчайшим диапазоном нормальных температур кипения и различными термодинамическими свой-



ствами, в большинстве своем безвредны, не имеют запаха, не взрывоопасны и не горючи.

Каждый ряд насыщенных углеводородов  $C_m H_n$  может образовывать фторохлорпроизводные виды  $C_m H_x F_y Cl_z$ , причем  $x + y + z = n$ .

Количество возможных основных соединений определяется уравнением:

$$\sum_{m=1}^n (m) = \frac{(m+1)(m+2)}{2}.$$

Производные одного только метана ( $CH_4$ ), включая и сам метан, образуют 15 соединений.

Используя производные пропана (включая изомерные молекулы), можно получить около 332; а на базе производных бутана — свыше 1000 различных фторохлорсодержащих веществ. Уже в настоящее время, в связи с новыми методами введения фтора удалось синтезировать большое количество доступных фторохлорсодержащих веществ, весьма перспективных для использования в холодильной технике.

С уменьшением водородных атомов значительно уменьшается воспламеняемость; безвредность для человека и химическая инертность к металлам становятся тем больше, чем больше содержится атомов фтора. Поэтому практически наиболее выгодными являются следующие группы фреонов:

- а) фтороуглероды  $F(CF_2)_n F$ ;
- б) фторохлороуглероды с преобладающим количеством атомов фтора  $C_m F_x Cl_z$  ( $y \geq z$ );
- в) фторохлороуглеводороды с одним атомом хлора и водорода  $H(CF_2)_n Cl$ .

О безвредности фреонов, по сравнению с другими агентами, можно судить по табл. 3. К первому классу по степени ядовитости относится сернистый ангидрид, наличие которого уже в количестве 0,5÷1% (объемных) в воздухе является смертельным. Ко второй группе относятся аммиак и бромистый метил, у которых при той же концентрации смерть может наступить через 30 минут. Агенты в таблице перечисляются в порядке уменьшения степени ядовитости.

Так называемый фреон-12 ( $CF_2Cl_2$ ) или дифтордихлорметан ( $CF_2Cl_2$ ) — один из основных холодильных агентов для поршневых компрессоров всех производительностей при температурах кипения до —70°. Он широко применяется в установках, где раздражающий запах недопустим (спецпроизводства, торговая сеть, кондиционирование воздуха, бытовые электрохолодильники и т. п.). Его наличие в воздухе в количестве 20% по объему в течение двух часов не вызывает отравляющего действия. Все галогенизированные фреоны

Таблица 3

Группы	Агент
1	$SO_2$
2	$NH_3, CH_3Br$
3	$CHCl_3, CCl_4$
4-а	$CH_3Cl, C_2H_5Br, C_2H_2Cl_2$
4-в	$CH_2Cl_2, C_2H_5Cl$
4-с	$CHFCl_2$
5-а	$CFCI_3, CO_2$
5-в	$C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, C_2F_3Cl_3$
6	$CF_2Cl_2, C_2F_4Cl_2$

(без H-атома) абсолютно не горючи и в смеси с воздухом не воспламеняются. Однако, согласно исследованиям института им. Карпова, при температуре чистого фреона +400° в соединении с кислородом воздуха уже наблюдается образование следов фосгена, а, начиная с температуры +600° и выше, это образование наблюдается даже при объемных концентрациях фреона в воздухе 1:400.

Вода в фреоне не растворяется, поэтому, чтобы избежать закупорки регулирующего вентиля, содержание воды в нем не должно быть более 0,004% по весу при 0°. Необходимо также проводить тщательную осушку системы и предусматривать специальные уплотнения.

Масло полностью растворяется в фреонах, что сильно снижает его вязкость. Парообразный фреон тем больше абсорбируется маслом, чем выше давление и ниже температура. Понижение давления становится большим при употреблении масел с пониженной вязкостью. Давление при 0° чистого фреона соответствует 3,1 ата, а для смеси, содержащей 50% фреона и 50% масла, оно падает до 2,5 ата при вязкости масла 4,5° Энглера.

Для получения в фреоновых машинах достаточно удовлетворительных энергетических показателей необходимо особенно тщательно отводить масло из испарителя.

Наряду с  $CF_2Cl_2$  некоторое распространение пока получило всего лишь несколько фреонов:  $CHF_2Cl$ ,  $CF_3Cl$  — для низкотемпературных поршневых машин, а также  $CCl_3F$ ,  $C_2F_3Cl_3$  и  $C_2F_4Cl_2$  — для турбокомпрессорных агрегатов.

Для удобства установлено следующее сокращенное обозначение фреонов. У производных без H-атома записывается для метана сначала цифра 1, этана — 11, пропана — 21 и бутана — 31.



К ним прибавляется цифра, указывающая количество атомов фтора. Например,  $\text{CF}_2\text{Cl}_2$  сокращенно Ф-12,  $\text{CFCl}_3$  — Ф-11,  $\text{CF}_3\text{Cl}$  — Ф-13,  $\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$  — Ф-113,  $\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$  — Ф-114,  $\text{C}_3\text{F}_6\text{Cl}_2$  — Ф-216,  $\text{C}_3\text{H}_8$  — Ф-218, и т. д.

При наличии атомов водорода у производных метана к первой цифре, а этана, пропана и бутана к 11, 21, 31, соответственно, ко второй цифре прибавляют число, равное количеству водородных атомов. Так,  $\text{CHFCl}_2$  сокращенно Ф-21,  $\text{CHF}_2\text{Cl}$  — Ф-22,  $\text{CHF}_3$  — Ф-23,  $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$  — Ф-143,  $\text{C}_4\text{H}_4\text{Cl}_5\text{F}$  — Ф-351, и т. д.

## 2. Термодинамические особенности фреонов

Для фреоновых групп вида  $\text{C}_m\text{F}_y\text{Cl}_z$ , в которых заменен один атом хлора более легким фтором, нормальная температура кипения в среднем понижается при  $m=1$  на  $51^\circ$ ,  $m=2$  на  $44^\circ$ ,  $m=3$  на  $39^\circ$  и  $m=4$  на  $35^\circ$ .

Для группы  $\text{H}(\text{CF}_2)_n\text{Cl}$  нами установлена на основе опытных данных зависимость:

$$T_s = 30m + 203,2^\circ\text{K},$$

а для группы  $\text{F}(\text{CF}_2)_n\text{F}$ :

$$T_s = 145 + 360 [1 - e^{-0,144(m-1)}]^\circ\text{K}.$$

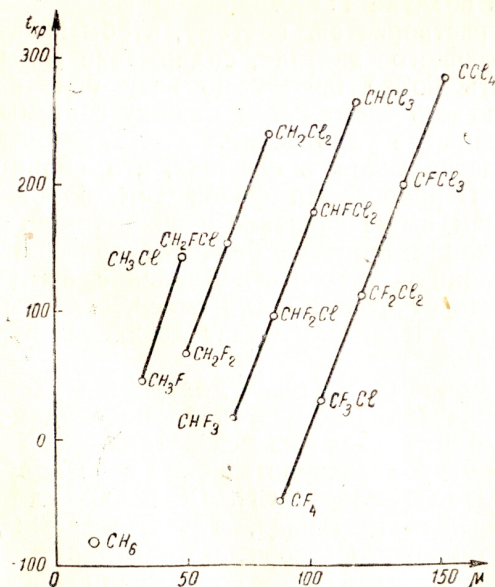


Рис. 50. Изменение температуры кипения в зависимости от молекулярного веса.

Наиболее низкая температура кипения у Ф-14 ( $\text{CF}_4$ ) —  $130^\circ$ . Наиболее высокие температуры у группы пропана  $+35^\circ$  и у группы бутана  $+66^\circ$ .

На рис. 50 изображено линейное изменение критической температуры различных групп производных метана в зависимости от молекулярного веса.

Термодинамические свойства фреонов резко отличаются от свойств аммиака и других холодильных агентов.

Для сопоставления холодильных агентов

удобно исходить из так называемой постоянной Трутона, равной:

$$\Theta = \frac{\mu r_s}{T_s},$$

где:  $\mu$  — молекулярный вес;  $r_s$  — теплота парообразования при 1 физ. атм;  $T_s$  — нормальная температура кипения ( $^\circ\text{K}$ ).

В действительности эта величина для различных веществ не остается постоянной, а меняется. Из перечисленных холодильных агентов наименьшее значение постоянная Трутона имеет для этана (18,9), а наибольшее значение для аммиака (23,25).

Так как при относительно незначительных колебаниях в числе Трутона существенное влияние на величину теплоты парообразования имеет молекулярный вес, то теплота парообразования у фреонов значительно ниже, чем у аммиака. При  $-15^\circ$  у фреона-12 ( $\mu = 120,92$ )  $r_s = 38,59$  по сравнению с 313,53 ккал/кг у аммиака ( $\mu = 17,03$ ). У перфторбутана ( $\text{C}_4\text{F}_{10}$ ), по исследованиям автора, она составляет всего лишь  $-23,3$  ккал/кг. Таким образом, расстояния между пограничными кривыми в диаграмме  $T-S$  у фреонов не велики.

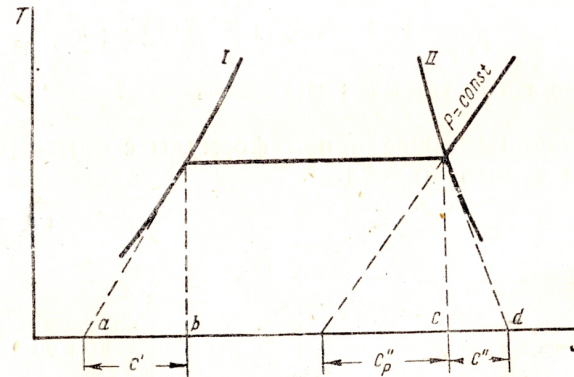


Рис. 51. Пограничные кривые в  $T-S$  диаграмме.

Для определения характера изменения теплоемкостей жидкости  $c'$  и насыщенного пара  $c''$  на пограничных кривых, определяемых отрезками  $ab$  и  $cd$  на  $T-S$  диаграмме (рис. 51), можно воспользоваться уравнением термодинамики:

$$c'' = c' - \frac{r}{T} + \frac{dr}{dT}.$$



Как это будет показано дальше:

$$\frac{dr}{dT} = - \frac{\rho r}{T_{кр} - T},$$

где:  $\rho$  — постоянная с узкими колебаниями (0,3–0,4);  
 $T_{кр}$  — критическая температура, в° K.

Тогда для 1 атм получим:

$$c''_s = c'_s - \frac{r_s}{T_s} - \frac{\rho r_s}{T_s \left( \frac{T_{кр}}{T_s} - 1 \right)}$$

или:

$$c''_s = c'_s - \frac{\Theta}{\mu} \left( 1 + \frac{\rho}{\frac{T_{кр}}{T_s} - 1} \right). \quad (1)$$

Для полностью фторированных или галогенизированных фреонов, а также для фреонов, имеющих один атом водорода, на основе данных опыта установлено закономерное уменьшение  $\frac{T_{кр}}{T_s}$  с увеличением числа атомов углерода:

$$\frac{T_{кр}}{T_s} = 1,64 - 0,06 \cdot m + 465 \cdot 10^{-6} \cdot e^{m-1}$$

где:  $e$  — основание натуральных логарифмов.

О совпадении приведенной формулы с опытными данными можно судить по табл. 4.

Таблица 4

Агент	$\frac{T_{кр}}{T_s}$	
	измеренные	подсчитанные по формуле
Ф-12 . . . . .	1,58	1,58
Ф-11 . . . . .	1,58	1,58
Ф-13 . . . . .	1,58	1,58
Ф-23 . . . . .	1,57	1,58
Ф-22 . . . . .	1,59	1,58
Ф-113 . . . . .	1,52	1,52
Ф-114 . . . . .	1,52	1,52
Ф-216 . . . . .	1,46	1,46
C <sub>4</sub> F <sub>10</sub> . . . . .	1,42	1,41
C <sub>7</sub> F <sub>16</sub> . . . . .	1,39	1,39

Таким образом, при относительно незначительных изменениях  $\frac{T_{кр}}{T_s}$ ,  $\Theta$  и  $\rho$ , по сравнению с молекулярным весом, последний может быть решающим фактором в уравнении (1). Так как у высокомолекулярных фреонов ( $\mu > 120$ ) теплоемкость жидкости  $c'$  подвержена лишь небольшим изменениям, то при большом молекулярном весе теплоемкость пара по кривой насыщения, являющаяся обычно отрицательной, может почти равняться нулю или же стать положительной величиной. Так например, для C<sub>4</sub>F<sub>10</sub>, в связи с его высоким молекулярным весом ( $\mu = 238$ ) теплоемкость по верхней пограничной кривой положительна. Вследствие крутого расположения пограничной кривой температура при адиабатическом сжатии в компрессоре у фреонов значительно ниже, чем у аммиака. Так, при температуре кипения  $-15^\circ$  и конденсации  $+30^\circ$  она составляет для аммиака  $+97,5^\circ$ , между тем как для Ф-12 — всего лишь  $37,5^\circ$ . Во избежание влажного хода и для увеличения холодильного коэффициента во фреоновых компрессорах применяют регенеративный цикл с некоторым перегревом всасывающего пара путем переохлаждения жидкости (см. рис. 23).

### 3. Степень термодинамического совершенства холодильных агентов

Если пренебрегать необратимостью в процессе сжатия, то избыток работы  $\Delta AL$  по сравнению с циклом Карно обусловлен, главным образом, двумя причинами: механической необратимостью в процессе дросселирования и термической необратимостью в связи с необратимым теплообменом по линии LC (рис. 20). Поэтому величина  $\Delta AL$  может быть представлена в виде суммы заштрихованных площадок  $L_1LC$  и  $ADF$ .

Степень термодинамического совершенства  $\eta_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k}$  холодильного агента определяется отношением холодильного коэффициента  $\varepsilon$  теоретического цикла  $abcdea$  к холодильному коэффициенту  $\varepsilon_k$  цикла Карно. Чем выше температура конденсации при заданной температуре кипения, тем больше потери от дросселирования и необратимого теплообмена, в особенности при приближении к критической точке.

Если бы был справедлив идеализированный, т. е. без учета молекулярных взаимодействий, принцип соответственных состояний, то имело бы место соотношение:

$$\frac{\eta_t}{\eta_{tкр}} = f \left( \frac{T}{T_{кр}} \right)$$

и, следовательно, для всех холодильных агентов в сходст-



венных точках  $\frac{T}{T_{кр}}$  значения  $\frac{\eta_t}{\eta_{ткр}}$  оказались бы в первом приближении одинаковыми.

Исходя из теории соответственных состояний, возможно считать, что  $\eta_t$  зависит от нормальной температуры кипения и от числа Трутона.

Опытные данные (табл. 5 и 6) обнаруживают довольно закономерное изменение  $\eta_t$  с нормальной температурой кипения<sup>1</sup>.

Таблица 5

$$t = +30; \quad t_0 = -15^\circ$$

(без переохлаждения жидкости и перегрева всасываемого пара)

Агент	Нормальная температура кипения	$\eta_t$
$C_3H_8$ . . . . .	-42,17	0,82
Ф-22 . . . . .	-40,8	0,82
$NH_3$ . . . . .	-33,4	0,83
Ф-12 . . . . .	-29,8	0,83
$CH_3Cl$ . . . . .	-23,74	0,84
$SO_2$ . . . . .	-10,08	0,84
$C_4H_{10}$ . . . . .	+ 0,6	0,83
$C_3H_5Cl$ . . . . .	+12,5	0,88
$C_3H_7N$ . . . . .	+16,5	0,88
$CFCI_3$ . . . . .	+23,70	0,88
$C_2H_4O_2$ . . . . .	+31,8	0,87
$CH_2Cl_2$ . . . . .	+40,0	0,89

Таблица 6

$$t = +10^\circ; \quad t_0 = -30^\circ$$

(без переохлаждения жидкости и перегрева всасываемого пара)

Агент	Нормальная температура кипения	$\eta_t$
$CO_2$ . . . . .	-78,9	0,68
$C_2H_6$ . . . . .	-88,6	0,68
$NH_3$ . . . . .	-33,4	0,84
Ф-12 . . . . .	-29,8	0,84
$SO_2$ . . . . .	-10,08	0,85
$CH_3Br$ . . . . .	+ 3,6	0,89
$C_2H_7N$ . . . . .	+16,5	0,89
Ф-11 . . . . .	+23,70	0,90

<sup>1</sup> Значения  $\eta_t$  взяты по расчетам проф. И. И. Левина (журн. "Холодильная промышленность", № 1, 1949).

Из табл. 6 также видно, насколько понижается степень термодинамического совершенства при приближении к критической точке ( $CO_2 - t_{кр} = 31,3^\circ$ ;  $C_2H_6 - t_{кр} = +32,1^\circ$ ).

Обнаруженную закономерность можно выразить следующим образом: для большинства холодильных агентов с близкими нормальными температурами кипения холодильный коэффициент цикла, совершаемый в пределах одинакового, сравнительно небольшого, интервала температур, есть величина постоянная или близкая к ней.

Однако эта закономерность не распространяется на некоторые случаи, на которых мы и остановимся.

Понижение значения степени термодинамического совершенства должно иметь место у многоатомных и высокомолекулярных веществ, в особенности пропана и перфторбутана, так как критическое давление при больших молекулярных весах очень низко. У перфторбутана ( $C_4F_{10}$ ,  $\mu = 238$ ) критическое давление падает до 23 атм вместо обычно наблюдаемых у холодильных агентов 40 — 80 атм.

Холодопроизводительность можно выразить следующим образом:

$$q_0 = r_0 - T_0 c'_m \ln \frac{T_{квал}}{T_0 \text{ кг}},$$

где:  $r_0$  — теплота парообразования при  $t_0$ , а  $c'_m$  — средняя теплоемкость жидкости между  $T$  и  $T_0$ .

Тогда получим для всех холодильных агентов при равных  $T$  и  $T_0$ :

$$\frac{r_0 - q_0}{c'_m} = \text{const.}$$

Обозначим через  $\psi$  коэффициент, равный отношению холодопроизводительности к теплоте парообразования.

Ясно, что с уменьшением  $\psi$  возрастают потери от необратимого процесса дросселирования жидкости.

Считая в первом приближении, что:

$$r_0 \approx r_s, \text{ а } r_s = \frac{\Theta T_s}{\mu}, \text{ получим:}$$

$$(1 - \psi) \cdot \frac{\Theta T_s}{\mu c'_m} = \text{const.} \quad (2)$$

Так как значения чисел Трутона мало отличаются одно от другого, то при равных нормальных температурах кипения дроссельные потери растут с увеличением молекулярной теплоемкости жидкости ( $\mu \cdot c'$ ).

У холодильных агентов с молекулярным весом от 80 до 150 известное повышение молекулярной теплоемкости компенсируется меньшими потерями из-за необратимого теплообмена,



так как при малых теплоемкостях жидкости значения теплоемкости насыщенного пара низки и кривая становится очень крутой.

При этом возможность уменьшить дроссельные потери за счет подогрева всасываемого пара носит сравнительно ограниченный характер в связи с существенной разностью между теплоемкостью жидкости и перегретого пара, которую приближенно можно определить по эмпирической формуле:

$$c'_p - c_{\text{пар}} \approx \frac{10}{\mu}.$$

По мере роста молекулярного веса значения теплоемкостей приближаются одно к другому и поэтому в перфторбутановом цикле можно, как показывают расчеты, переохладить жидкость до  $0^\circ$  за счет перегрева всасываемых паров до  $+22,5^\circ$ , что обеспечивает повышение степени термодинамического совершенства с 0,71 до 0,82.

Низкие значения степени термодинамического совершенства воды объясняются наличием ассоциации молекул, приводящей к большому значению числа Трутона ( $\Theta = 26,02$ ), а также значительно более низкими рабочими температурами кипения по сравнению с нормальной температурой кипения воды, что приводит к пологому расположению верхней пограничной кривой.

#### 4. Анализ основных показателей холодильных машин, работающих различными агентами

Небольшие значения теплоты парообразования еще не всегда свидетельствуют о малой объемной холодопроизводительности агента, определяющей габариты поршневых холодильных машин. Это обстоятельство наглядно подтверждается данными, приведенными в табл. 7. Эта таблица составлена для условий конденсации  $+30^\circ$  и кипения  $-15^\circ$  без переохлаждения жидкости и перегрева при всасывании.

Таблица 7

Агент	$r_0$ (ккал/кг)	$v_0$ (м <sup>3</sup> /кг)	$q''_v$ (ккал/м <sup>3</sup> )	Всасываемый часовой объем в м <sup>3</sup> /мин. на 100 тыс. ккал/час
CO <sub>2</sub> . . . . .	65,26	0,0166	1854,4	0,90
NH <sub>3</sub> . . . . .	313,53	0,509	517,6	3,22
Ф-22 . . . . .	52,0	0,078	495,0	3,37
Ф-12 . . . . .	38,59	0,0927	305,6	5,45
Ф-114 . . . . .	34,4	0,256	92,0	18,1
Ф-21 . . . . .	60,8	0,554	87,0	19,1
Ф-11 . . . . .	46,7	0,765	49,0	34,0
Ф-113 . . . . .	39,2	1,690	17,7	94,0

Выясним, как изменяется расчетный диаметр цилиндра компрессора холодильных машин, при переходе от одного агента к другому.

При одинаковом числе оборотов  $n$ , неизменном ходе поршня  $S$  и количестве цилиндров  $z$ , можно, заменяя один агент другим, сохранить основную конструкцию машин, т. е. кривошипный механизм — картер, вал, подшипники, шатуны. Сохраняя перечисленные элементы компрессора постоянными, меняться будут диаметры цилиндров, поршни и клапаны.

Для заданной холодопроизводительности  $Q_0$  ккал/час необходимый теоретический часовой объем машины будет:

$$V = z \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot n \cdot 60 = 47,1 D^2 \cdot S \cdot n.$$

При объемной холодопроизводительности  $q_v$  ккал/м<sup>3</sup> имеем:

$$Q_0 = V \cdot q_v = 47,1 D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot q_v.$$

Отсюда, обозначив через  $q_{v \text{ амм}}$  объемную холодопроизводительность аммиака, мы получим для другого холодильного агента при условии равной часовой производительности зависимость:

$$D^2 \cdot q_v = D_{\text{амм}}^2 \cdot q_{v \text{ амм}},$$

или необходимый диаметр:

$$D = D_{\text{амм}} \sqrt{\frac{q_{v \text{ амм}}}{q_v}}.$$

По данным проф. И. И. Левина, у ряда агентов с известным приближением для равных перепадов температур конденсации и кипения, можно принять:

$$\frac{q_v}{p - p_0} \approx \frac{q_{v \text{ амм}}}{(p - p_0)_{\text{амм}}} = \text{const},$$

поэтому расчетный диаметр получим:

$$D \approx D_{\text{амм}} \sqrt{\frac{(p - p_0)_{\text{амм}}}{p - p_0}} \quad (3)$$

по формуле (3) вычислены значения  $\frac{D}{D_{\text{амм}}}$ , которые приведены в табл. 8.



Разность давлений ( $p - p_0$ ) зависит от нормальной температуры кипения и значения коэффициента Трутона. Если учесть, что фреоны являются веществами сравнительно слабо ассоциирующими и что колебания в коэффициентах Трутона для них незначительны, то у них  $\frac{D}{D_{амм}} \approx f(t_s)$ . Это наглядно иллюстрируется рис. 52, на котором все точки, приведенные в табл. 8, хорошо ложатся на одну кривую.

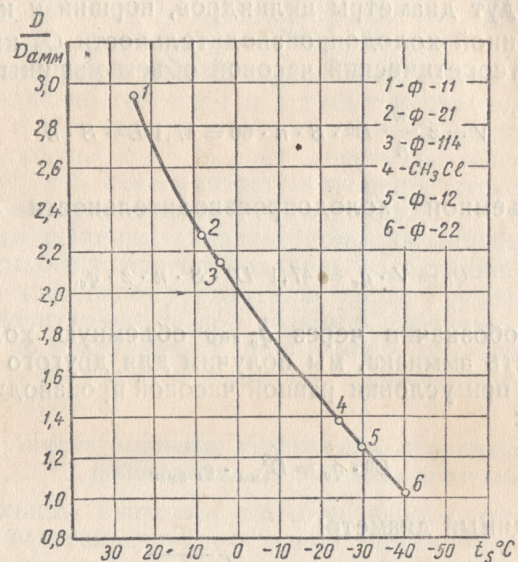


Рис. 52.

Полученная закономерность дает возможность для агентов с близкими числами Трутона, что наблюдается у большей части фреонов, приближенно определять диаметр цилиндра поршневой холодильной машины.

Таблица 8

Агент	Нормальная температура кипения (в °C)	-15° $P_0$ ата	+30° $P$ ата	$P - P_0$	$\frac{D}{D_{амм}}$
NH <sub>3</sub>	-33,4	2,41	11,89	9,48	1,00
Ф-22	-40,8	3,02	12,26	9,24	1,015
Ф-12	-29,8	1,863	7,522	5,73	1,29
CH <sub>3</sub> Cl	-23,74	1,487	6,653	5,17	1,37
SO <sub>2</sub>	-10,08	0,823	4,710	3,89	1,55
Ф-114	+4,1	0,462	2,510	2,048	2,15
Ф-21	+8,9	0,368	2,190	1,822	2,28
Ф-11	+23,70	0,210	1,30	1,09	2,95

Большие диаметры цилиндров у фреоновых машин позволяют увеличивать сечения пластинчатых клапанов, что снижает скорости прохождения пара. Благодаря этому, возможно уменьшить дроссельные потери в клапанах фреоновых машин, которые были бы при малых сечениях весьма значительными из-за большой вязкости фреона.

С повышением нормальной температуры кипения фреонов заметно возрастают диаметры цилиндров, поэтому такие агенты, как Ф-21, Ф-11, Ф-113 и др. для поршневых машин непригодны.

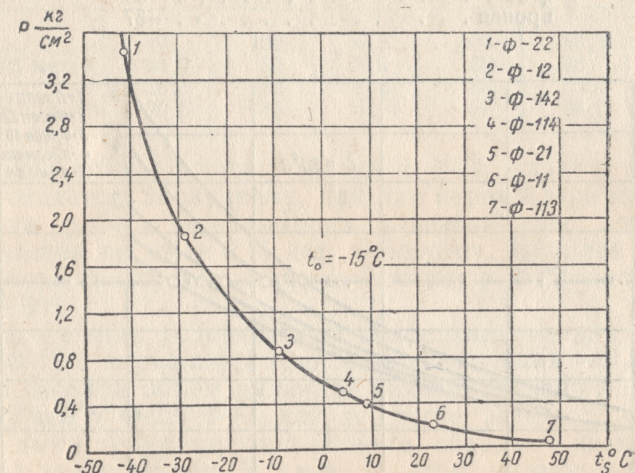


Рис. 53. Связь между упругостью пара и нормальной температурой кипения для различных агентов.

С другой стороны, нецелесообразно применять и агенты с очень низкой нормальной температурой кипения, так как они обладают малыми критическими давлениями, что, как мы видели, приводит к существенному ухудшению степени термодинамического совершенства агента.

Кроме того, рабочий цикл у этих агентов сопровождался бы чрезмерно высокими давлениями всасывания и сжатия, а это вызывает излишние конструктивные осложнения и увеличивает вес машины. Поскольку критические давления и числа Трутона у фреонов относительно близки, можно на основании теоретических предпосылок принять, что упругость пара приближенно является функцией нормальной температуры кипения; это наглядно иллюстрируется рис. 53.

При использовании поршневых компрессоров преимущество остается на стороне агентов со средними нормальными температурами кипения — аммиак, Ф-12, Ф-22.



Из-за ухудшения рабочих коэффициентов компрессора приходится переходить к двухступенчатому сжатию при  $\frac{p}{p_0} \geq 8$ .

Как видно из диаграммы (рис. 54), при  $\frac{p}{p_0} = 8$  и температуре конденсации  $+30^\circ$  возможны следующие наиболее низкие температуры кипения холодильных агентов (в  $^\circ\text{C}$ ):

аммиак около . . . . .	—26
хлористый метил . . . . .	—29
Ф-12 . . . . .	—32
Ф-22 . . . . .	—35
пропан . . . . .	—37

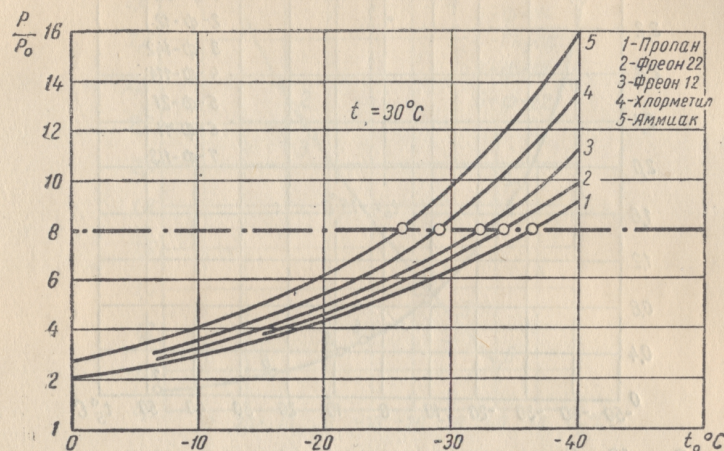


Рис. 54.

Приведенные цифры свидетельствуют о том, что для большинства агентов, за исключением аммиака, возможно при одноступенчатом цикле получать температуру испарения, до  $-35^\circ$ . Отношение давлений при этом не превысит упомянутого предела.

Однако, несмотря на отрицательное свойство аммиака, обычно применяют аммиачные установки с двухступенчатым сжатием тогда, когда требуются низкие (до  $-50^\circ$ ) температуры испарения.

Фреоны получили распространение в тех случаях, когда требуются полная безвредность и отсутствие запаха.

Для более низких температур кипения (от  $-60^\circ$  и ниже) аммиак, а также и Ф-12 мало пригодны.

Применение этих агентов приводит к необходимости при низких температурах поддерживать в испарителе довольно

глубокий вакуум, а также к большим часовым объемам компрессора.

Данные, приведенные в табл. 9, наглядно характеризуют в этом смысле различные агенты. В этой таблице приводятся значения величин при двухступенчатом сжатии для условий работы:  $t = +25^\circ$  и  $t_0 = -60^\circ$ .

Таблица 9

Агент	$\frac{p}{p_0}$	В % к $\text{NH}_3$	$\frac{p}{p_{\text{ср}}} = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0}$	В % к $\text{NH}_3$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$ (ЦНД)	В % к $\text{NH}_3$
Аммиак . . . . .	46	100	6,8	100	65,4	100
Хлористый метил . . . . .	36,3	80	6,0	88	43	66
Ф-12 . . . . .	28,8	62	5,4	80	55,4	85
Пропан . . . . .	20,6	45	4,54	67	96,0	146

Условия работы пропана близки к Ф-22, однако, предпочтение отдается последнему, так как первый взрывоопасен. Надежная работа всасывающих клапанов еще возможна при давлении не ниже 0,15 ата, и поэтому наиболее низкая температура при трехступенчатом сжатии у Ф-22 достижима около  $-80^\circ$ .

Однако в этих условиях уже более рационально использовать Ф-13 с нормальной температурой кипения  $-81,5^\circ$ , причем его часовой объем цилиндра нижней ступени в 13,4 раза меньше, чем у Ф-22. Ф-13, как и другие агенты с низкими нормальными температурами кипения, обладают низкой критической температурой. В связи с этим нерационально их использование в обычном двухступенчатом цикле (критическая температура Ф-13 равна  $28,78^\circ\text{C}$ ).

Эти вещества используются в нижней ступени каскадного цикла, который будет рассмотрен в следующей главе.

Для получения низких температур кипения от  $-100^\circ$  до  $-150^\circ$  может быть использован Ф-14 ( $\text{CF}_4$ ) с нормальной температурой кипения  $-130^\circ$ .

С появлением низкотемпературных фреонов перестали применять взрывоопасные агенты этан и этилен, употребление которых себя оправдывает только на заводах, где они являются сырьем, фабрикатом или отходами.

## 5. Турбокомпрессорные агрегаты

Иногда возникает необходимость в крупных холодильных установках с холодопроизводительностью одного агрегата в несколько миллионов калорий в час при темпера-

<sup>1</sup> Применение  $\text{CO}_2$  для столь низких температур невозможно и по причинам высокой температуры плавления ( $-56,6^\circ\text{C}$ ). Ее область в настоящее время ограничена производством твердой углекислоты (сухой лед).



турах кипения —  $30 \div 40^\circ$  и ниже<sup>1</sup>. В этом случае возникает необходимость засасывать огромные объемы пара, что невозможно, если применяются поршневые машины. Достаточно, например, указать, что, работая Ф-12 при температуре кипения —  $40^\circ$ , засасываемый объем пара на каждый миллион ккал/час составляет около  $7500 \text{ м}^3/\text{час}$ . При такой значительной производительности задача может быть успешно решена применением холодильных турбокомпрессорных агрегатов. Турбокомпрессорные агрегаты выгодны и при меньших производительностях, начиная примерно, с 250 тыс. ккал/час, так как они обладают существенными преимуществами. К этим преимуществам относятся:

1. Безаварийность пуска в ход. Простота эксплуатации вследствие отсутствия износа цилиндров, клапанов, поршневых колец и необходимости частой периодической смены сальников; большой герметичности машины с минимальным попаданием воздуха в систему при относительно глубоком вакууме; отсутствие внутренней смазки.

2. Меньшие утечки холодильного агента.

3. Широкие возможности автоматического регулирования холодопроизводительности.

4. Простота устройства в связи с удобным осуществлением многоступенчатого сжатия и дросселирования, а также промежуточного охлаждения сжимаемого холодильного агента.

5. Небольшая занимаемая площадь и небольшой вес машины при возможности непосредственного соединения с паровой турбиной или электромотором в большинстве случаев через компактную повышающую передачу.

6. Легкость фундаментов, являющихся лишь опорами, и уравновешенность машины при отсутствии переменных инерционных сил в работе.

7. Возможность осуществления рациональных энергетических циклов при использовании в турбине отбросного пара или пара промежуточного давления.

Отсутствие подходящих агентов до недавнего времени затрудняло внедрение турбокомпрессорных агрегатов. При небольших объемах всасываемого пара применение турбокомпрессоров весьма затруднительно. При малых сечениях для прохода пара в колесе и диффузоре возрастают потери на трение в них пара и увеличиваются потери от перетекания пара через зазоры. Считают, что для экономичной работы турбокомпрессора наименьшее количество пара при выходе из рабочего колеса последней ступени не должно быть ниже  $1000 \text{ м}^3/\text{час}$ . Для применявшихся ранее холодиль-

ных агентов это соответствовало при стандартных условиях около 6 млн. ккал/час — для углекислоты и 1,5 млн. ккал/час для аммиака. Таким образом, турбокомпрессоры могли быть использованы лишь при весьма большой производительности.

Кроме того, при работе в турбокомпрессоре аммиаком обычно необходимо иметь около 15 ступеней. При работе углекислотой число ступеней немного снижается, однако, существенным недостатком в данном случае является громоздкость аппаратуры из-за высоких давлений. По этим причинам турбоагрегаты получили весьма ограниченное применение.

Рассмотрим теперь закономерности, определяющие рациональный выбор холодильных агентов для турбокомпрессорных агрегатов. Обозначив через  $V$  часовой объем пара, всасываемый компрессором, и считая минимальный объем пара при выходе из последней ступени равным  $1000 \text{ м}^3/\text{час}$ , получим для нижнего предела холодопроизводительности следующую зависимость:

$$\left( \frac{V}{1000} \right)^x = \frac{p}{p_0},$$

где:

$$x = \frac{C_p}{C_v}.$$

С другой стороны, учитывая, что

$$V = Q_0 \frac{v}{q_0},$$

имеем:

$$V^x = \left( Q_0 \frac{v}{q_0} \right)^x = 1000^x \frac{p}{p_0}; \quad (4)$$

отсюда:

$$Q_{0\min} = 1000 \cdot q_0^x \left( \frac{p}{p_0} \right).$$

Таким образом, нижний предел производительности турбокомпрессорного агрегата достигим при минимальной объемной холодопроизводительности, которая наблюдается у веществ, имеющих высокие нормальные температуры кипения. При использовании Ф-11 и Ф-113 для стандартных условий возможно получение холодопроизводительности в одном агрегате около 250 тыс. ккал/час и, соответственно, 100 тыс. ккал/час.

<sup>1</sup> Ф. Чистяков и А. Плотников, журнал „Холодильная техника“, № 1, 1950.



Минимальное число ступеней  $n$  возможно определить, пользуясь следующей зависимостью:

$$n = \frac{AL}{U^2} \varphi, \quad (5)$$

где:  $AL$  — адиабатическая работа 1 кг пара, в ккал/кг;  
 $U$  — окружная скорость последнего колеса, в м/сек.;  
 $\varphi$  — конструктивная постоянная, равная около 10 000.

Таким образом, при прочих равных условиях количество ступеней пропорционально величинам адиабатической работы данного холодильного агента.

Приближенно можно считать, что для фреонов значения величин адиабатической работы пропорциональны их средней теплоте парообразования  $r_m$  (эта средняя величина равна:  $r_m = \frac{r + r_0}{2}$ ).

Учитывая, что величина теплоты парообразования по отношению к ее значению при 1 атм относительно мало изменяется и исходя из приближенного постоянства числа Трутона, можно прийти к выводу что уменьшение числа ступеней возможно главным образом при большом молекулярном весе хладагента.

Для Ф-12 при температуре кипения от  $-5$  до  $-10^\circ\text{C}$  достаточно сжатия в одной ступени, а при  $-40^\circ\text{C}$  можно ограничиться двумя-тремя ступенями. Соответственно для Ф-11 необходимы две ступени, а при предельно допустимой температуре кипения  $-30^\circ$  ( $p_0 = 0,098$  ата) — три ступени.

Особый интерес представляют высокомолекулярные фторхлорпроизводные пропана и бутана, не получившие еще применения в холодильной технике.

В табл. 10 даны некоторые соединения, заслуживающие особого внимания<sup>1</sup>.

Таблица 10

Агент	Молекулярный вес	Нормальная температура кипения
$\text{C}_2\text{F}_{10}$ . . . . .	238,0	$-1,7$
$\text{C}_4\text{F}_9\text{Cl}$ . . . . .	254,5	$+34,0$
$\text{C}_4\text{HF}_8\text{Cl}$ . . . . .	236,5	$+50,0$
$\text{C}_4\text{F}_8\text{Cl}_2$ . . . . .	270,0	$+66,0$

Перфторбутан ( $\text{C}_4\text{F}_{10}$ ) имеет наибольшие перспективы в случае применения его в турбокомпрессорных агрегатах средней производительности в области температур  $-10 \div -40^\circ$ .

<sup>1</sup> И. С. Бадалькес. Журн. "Холодильная техника", № 3, 1948.

Монохлорбутан удобен в интервале температур  $0 \div -20^\circ$  и, наконец, октафторбутан может явиться одним из весьма эффективных агентов для высоких температур испарения (кондиционирование воздуха).

Принимая во внимание большое число высокомолекулярных фреонов, их возрастающую доступность в связи с усовершенствованиями производства фтористых соединений и то обстоятельство, что в турбокомпрессорных агрегатах отпадают отрицательные стороны фреонов (интенсивное просачивание через неплотности, проникновение влаги с воздухом, растворение смазочных масел), следует ожидать значительного развития этого типа машин.

Вследствие экономических преимуществ они, повидимому, в ближайшие годы вытеснят фреоновые и аммиачные поршневые компрессоры для производительностей выше 250 тыс. станд. ккал/час.

Турбокомпрессоры целесообразно применять и при низких температурах в связи с необходимостью засасывания в этом случае больших объемов пара и возможностью работы со значительно более глубоким вакуумом по сравнению с поршневыми машинами. Турбокомпрессоры применяются также и в качестве поджимающих машин (бустеркомпрессоров) на ступени низкого давления в комбинации с поршневыми компрессорами.

Экономия энергии в пределах  $10 \div 20\%$  в данном случае получается в результате значительного уменьшения работы трения по сравнению с поршневым компрессором.

## 6. Обобщенный метод определения свойств малоисследованных холодильных агентов

В поисках новых рабочих веществ возможны два направления.

Первый — путь опытного исследования, когда неожиданно и случайно можно найти рабочее тело, удовлетворяющее данным рабочим условиям, требуемому типу машины и желаемому термодинамическому циклу.

Второй путь заключается в построении теории, связывающей закономерность свойств веществ. Этот путь обеспечивает возможность теоретического прогноза экспериментальных наблюдений.

Задача отыскания приближенных интерполяционных формул, способных охватить индивидуальные свойства одного какого-нибудь вещества, весьма трудна. Еще сложнее найти хотя бы приближенные аналитические зависимости универсального типа, описывающие свойства многих веществ.



Основанием для теоретического прогноза при оценке термодинамических свойств холодильных агентов может явиться установление своеобразного термодинамического подобия, определяющего постоянство численного отношения сравниваемых между собой одноименных величин в сходственных точках.

С развитием теории подобия число опорных опытных точек сводится к небольшому количеству и открываются более широкие горизонты для оценки пригодности рабочих веществ в качестве холодильных агентов. Установление хотя бы приближенных количественных соотношений чрезвычайно важно для практики.

Закон соответственных состояний и предпосылки для развития термодинамического подобия. Понятие о критическом состоянии служит основанием для разработки учения о соответственных состояниях, которое позволяет с помощью критических параметров определять значения давлений и объемов в широком интервале температур в области насыщения.

Закон соответственных состояний, выраженный в форме подобия, характеризуется тем, что для веществ  $A$ ,  $B$  и вещества-эталоны, обозначаемого знаком  $*$ , при равных приведенных температурах  $\left(\vartheta = \frac{T}{T_{кр}}\right)$  приведенные давления  $\left(\pi = \frac{p}{p_{кр}}\right)$  и объемы  $\left(\varphi' = \frac{V'}{V_{кр}} \text{ и } \varphi'' = \frac{V''}{V_{кр}}\right)$  сохраняют численное постоянство, т. е.

$$\pi_A = \pi_B = \pi_*$$

$$\varphi'_A = \varphi'_B = \varphi'_*$$

$$\varphi''_A = \varphi''_B = \varphi''_*$$

Однако, как показали опытные исследования, вещества лишь весьма приближенно подчиняются этому закону.

Значительные отклонения обусловлены „степенью нормальности“, т. е. ассоциацией молекул в сложные комплексы.

Особенно значительное отклонение от закона соответственных состояний наблюдается у веществ с асимметричными молекулами. Поэтому такие вещества, как вода, спирты и частично аммиак проявляют аномалию.

Так, почти при одинаковых нормальных температурах кипения у воды и гептана критическая температура последнего только 266,9°. У аммиака и Ф-12 критическое давление составляет, соответственно, 111,5 и 39,56 атм.

Воспользуемся вначале уравнением Клапейрона-Клаузиуса, объединяющим первое и второе начало термодинамики.

$$r = AT (v'' - v') \frac{dp}{dT}, \quad (6)$$

где:  $r$  — теплота парообразования, в ккал/кг;  
 $v''$  и  $v'$  — удельные объемы пара и жидкости, в м<sup>3</sup>/кг;  
 $p$  — давление, в кг/м<sup>2</sup>.

Напишем формулу (6) в виде:

$$r = AT v_{ид} \frac{v'' - v'}{v_{ид}} \cdot \frac{dp}{dT}, \quad (6, a)$$

где:  $v_{ид}$  — объем идеального газа:

$$v_{ид} = \frac{RT}{P}.$$

Путем дальнейших преобразований, учитывая, что  $R = \frac{848}{\mu}$ , получим:

$$r = \frac{1,987}{\mu} \cdot \frac{d \ln p}{d \left( -\frac{1}{T} \right)} \cdot \frac{v'' - v'}{v_{ид}}. \quad (6, б)$$

Применяя это уравнение для состояния при 1 физ. атм (соответствующие величины в этом состоянии обозначены подстрочным значком  $s$ ) и учитывая, что так называемая постоянная Трутона

$$\Theta = \frac{\mu r_s}{T_s},$$

получим:

$$\Theta = \frac{1,987}{T_T \rightarrow T_s} \left[ \frac{d \ln p}{d \left( -\frac{1}{T} \right)} \right]_{T \rightarrow T_s} \cdot \frac{v''_s - v'_s}{v_{ид}}. \quad (6, в)$$

Принимаем упругость насыщенного пара при нормальной температуре кипения  $T_s$  как опорную точку кривой давления пара. Тогда из уравнения (6, в) следует, что при равных нормальных температурах и при постоянстве числа Трутона подъем кривой давления был бы для различных веществ одинаковым. Однако ввиду изменений в числе Трутона подъем кривой давления будет изменяться для различных веществ.

Этот теоретический вывод вполне согласуется с данными опыта. Число Трутона имеет узкие колебания только у нор-



мальных веществ и при этом в интервале нормальных температур кипения, отвечающем области холодильной техники ( $\Theta \approx 19 \div 20,5$ ). У ассоциирующих холодильных агентов отступления более заметны. Изменение в числе Трутона у аммиака ( $\Theta = 23,25$ ) по сравнению с фреоном-12 ( $\Theta = 19,9$ ) при близких нормальных температурах кипения приводит к значительным изменениям давлений, например, при  $+30^\circ$  для аммиака  $p = 11,895$  ата и соответственно только 7,592 ата у Ф-12.

Закон соответственных состояний обычно записывают в следующем виде:

$$\ln \frac{p}{p_{кр}} = a \left( 1 - \frac{T_{кр}}{T} \right), \quad (7)$$

где:  $a$  — коэффициент пропорциональности, принимавшийся для всех веществ Ван-дер-Ваальсом постоянным.

Дифференцируя уравнение (7) по  $\left(-\frac{1}{T}\right)$ , получим:

$$\frac{d \ln p}{d \left(-\frac{1}{T}\right)} = a T_{кр}. \quad (8)$$

Тогда с учетом уравнения (6, в), имеем:

$$a = 0,5035 \frac{\Theta}{\frac{T_{кр}}{T_s} \cdot \frac{v_s - v'_s}{v_{ид}}}. \quad (9)$$

Отсюда вытекает, что постоянство коэффициента  $a$  возможно лишь при  $\Theta = \text{const}$  и  $\frac{T_{кр}}{T_s} = \text{const}$ , т. е. в идеализированных условиях, причем тогда  $v_s = v_{ид}$ .

Если же принять во внимание, что у многих рабочих веществ, в том числе и у холодильных агентов, отклонение  $v_s$  от  $v_{ид}$  не превышает 2%, то из изложенного вытекает, что число Трутона и значение  $\frac{T_{кр}}{T_s}$  могут рассматриваться как основные признаки, определяющие закономерности перехода от свойств идеальных газов к реальным.

Развитие указанных положений приводит к выводу, что кривая давления пара, служащая основным фактором, определяющим важнейшие термодинамические параметры, является функцией от  $T_s$ ,  $T_{кр}$  и  $P_{кр}$ .

Используя основные термодинамические законы и опытные данные, были получены уравнения подобия, позволяющие с достаточной точностью составлять предварительные термодинамические таблицы и энтальпийные диаграммы в диапазоне  $\frac{T_{кр}}{T} = 1,85 \div 1,25$ , т. е. в области, охватывающей рабочие условия холодильных циклов.

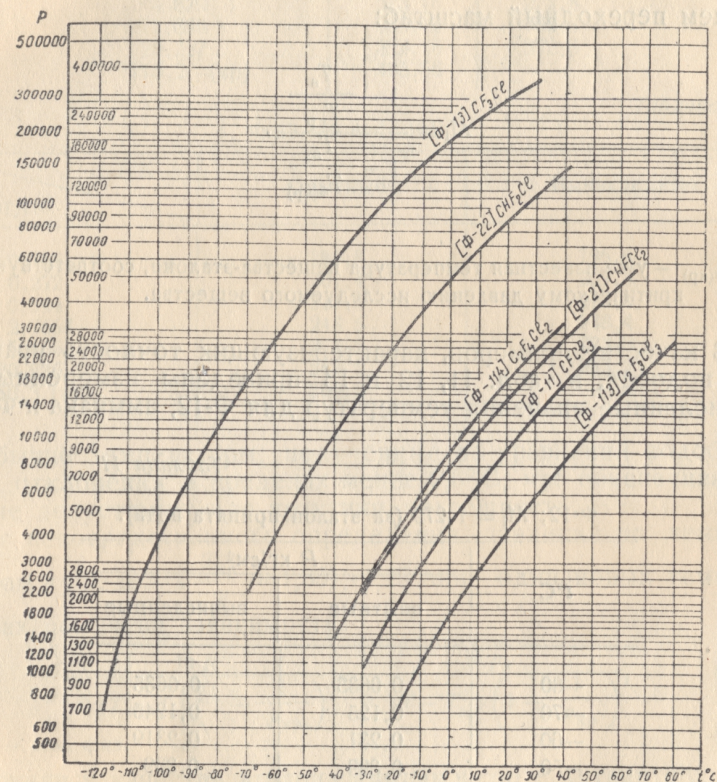


Рис. 55. Зависимость давлений от температур для фреонов.

Кривая давления пара. На рис. 55 приведены кривые насыщения (связи между  $p''$  и  $t''$ ) для некоторых наиболее употребительных в холодильной технике фреонов. По оси координат в диаграмме отложена логарифмическая шкала давлений, чтобы охватить возможно больший диапазон давлений.

В приложениях 1, 2, 3 и 4 даются таблицы насыщенных паров ряда холодильных агентов.



В соответствии с уравнением подобия при равных давлениях для всех веществ имеет место соотношение:

$$1 - \frac{T_s}{T} = \text{const} = 1 - \frac{T_{s*}}{T_*}, \quad (10)$$

причем переходный масштаб:

$$M_1 = \frac{1 - \frac{T_s}{T_{кр}}}{1 - \frac{T_{s*}}{T_{*(кр)}}},$$

где:  $T_{*(кр)}$  — уже известная температура вещества-эталоны, соответствующая критическому давлению исследуемого вещества.

В качестве примеров, характеризующих точность уравнения подобия, в табл. 11, 12 и 13 приведены измеренные и вычисленные значения температур для Ф-12, аммиака и Ф-22.

Таблица 11

Ф-12;  $M_1 = 1,279$  (за эталон принята вода).

$t^\circ\text{C}$	$P$ кг/см <sup>2</sup>	
	опытные	вычисленные
—80	0,0635	0,0635
—70	0,125	0,1245
—60	0,231	0,2319
—50	0,399	0,399
—40	0,655	0,656
—30	1,025	1,025
—20	1,540	1,540
—10	2,236	2,235
+10,0	3,149	3,149
+10,0	4,318	4,319
+20,0	5,785	5,783
+30,0	7,592	7,592
+40,0	9,784	9,782
+50,0	12,405	12,405

Таблица 12

Аммиак;  $M_1 = 1,1025$

$P$ кг/см <sup>2</sup> \ $T^\circ\text{K}$	Опытные	Вычисленные
0,4168	223,16	223,2
1,940	253,16	252,9
4,879	273,16	272,8
11,895	303,16	302,8
20,747	323,16	322,8
115,2 (кр)	405,56	—

Таблица 13

Ф-22;  $M_1 = 1,2191$

$P$ кг/см <sup>2</sup> \ $T^\circ\text{K}$	Опытные	Вычисленные
0,136	196,8	196,6
0,272	207,4	207,3
0,544	219,6	219,5
2,0664	248,5	248,4
5,166	273,5	273,2
30,996	343,5	343,2
50,3 (кр)	369,2	—

Обычно температуры, полученные из уравнений подобия дают отклонения в пределах менее  $0,6^\circ\text{C}$ , что обеспечивает вполне допустимую для практики погрешность.

Для непосредственного определения давлений по температурам в пределах  $\frac{T_{кр}}{T} = 1,85 \div 1,25$  при одинаковых температурах получена зависимость:

$$\frac{\ln p}{\Theta(T - T_s) \left(1 - \frac{1}{p_{кр*}}\right)} = \frac{\ln p_*}{\Theta_*(T - T_{s*}) \left(1 - \frac{1}{p_{кр}}\right)}, \quad (12)$$

где:  $p$  — атм. физ.

Приняв в качестве эталона аммиак в соответствии с уравнением (12), получим при  $-50^\circ$  для различных агентов данные, приведенные в табл. 14.

Таблица 14

Агент	$\Theta$	$t_s^\circ$	$p$ (атм. физ.)	
			опытные	вычисленные
Ф-12	19,9	—29,8	0,386	0,387
$\text{C}_3\text{H}_8$	19,36	—42,17	0,697	0,697
$\text{CH}_3\text{Cl}$	20,7	—23,74	0,280	0,280



Уравнение (12) показывает влияние числа Трутона на характер протекания кривой давления пара при близких нормальных температурах кипения.

Удельный объем пара. Обычно опытные данные для удельного объема пара выражают в виде довольно сложных интерполяционных формул.

Согласно выведенному уравнению подобия для холодильных агентов с нормальными температурами кипения от  $-100^\circ$  до  $+60^\circ$  в пределах  $\frac{T_{кр}}{T} = 1,85 \div 1,25$  при равных давлениях возможно пользоваться следующим соотношением:

$$\frac{v''}{M_2} = \text{const} = v''_* \quad (13)$$

Здесь переходный масштаб:

$$M_2 = \frac{p_*}{p} \cdot \frac{T_s}{T_{s*}} \cdot \frac{1 - \frac{1}{p_{кр}}}{1 - \frac{1}{p_{кр*}}}$$

Значения удельных объемов сухого пара ряда агентов были вычислены по уравнению (13), в качестве эталона был взят аммиак. Сопоставление этих значений с опытными приводится в табл. 15, 16 и 17.

Таблица 15

Ф-22;  $M_2 = 0,188$

$p$ кг/см <sup>2</sup>	$v''_*$ м <sup>3</sup> /кг	$v''$ м <sup>3</sup> /кг	
		опытные	расчетные
0,209	5,019	0,941	0,943
1,68	0,7137	0,135	0,135
5,10	0,2503	0,0471	0,0471
9,35	0,1400	0,0258	0,0260

Таблица 16

Ф-12;  $M_2 = 0,1406$

$p$ кг/см <sup>2</sup>	$v''_*$ м <sup>3</sup> /кг	$v''$ м <sup>3</sup> /кг	
		опытные	расчетные
0,1114	9,009	1,256	1,267
1,54	0,7741	0,111	0,110
3,471	0,3609	0,0517	0,0510
5,785	0,2224	0,0317	0,0314
9,784	0,1340	0,0188	0,0188
12,405	0,1062	0,0148	0,0146

Таблица 17

Ф-113;  $M_2 = 0,11905$

$p$ кг/см <sup>2</sup>	$v''_*$ м <sup>3</sup> /кг	$v''$ м <sup>3</sup> /кг	
		опытные	расчетные
0,151	6,791	0,813	0,810
1,542	0,772	0,0931	0,0920
2,073	0,5859	0,0688	0,0690
4,514	0,2806	0,0334	0,0334

Располагая значениями удельных объемов сухого насыщенного пара, можно приближенно определить объем перегретого пара. Для этой цели поправочный член в уравнении состояния  $B = \frac{RT}{P} - v$  достаточно (для инженерных задач) принять равным:

$$B = \frac{C}{\left(\frac{T}{100}\right)^n} \quad (14)$$

где:  $C$  и  $n$  — опытные коэффициенты, которые легко вычислить, используя значения  $v''$  согласно уравнению подобия (13).

Для примера в табл. 18 дано сопоставление удельных объемов перегретого пара аммиака при давлении 4 ата.

Таблица 18

$t^\circ$	$v$ м <sup>3</sup> /кг	
	опытные	расчетные
-2,4	0,3154	0,3146
+10	0,3342	0,3300
+20	0,3487	0,3473
+30	0,3629	0,3608
+40	0,3768	0,3748
+140	0,5185	0,5073

Удельный объем жидкости. Для определения удельного объема жидкости  $v' = \frac{1}{\gamma'}$  необходимо предварительно найти  $\gamma'_s$ . Здесь имеется зависимость:

$$\frac{\gamma'_s}{M_3} = \text{const} = \gamma'_* \quad (15)$$

где переходный масштаб:

$$M_3 = \frac{\gamma'_0}{\gamma'_*}$$



причем  $\gamma'_0$  — условный объемный вес исследуемой жидкости, а  $\gamma'_*$  — объемный вес эталона, отвечающий сходственной температуре:

$$T_* = T_s \cdot \frac{T_{кр*}}{T_{кр}}$$

при этом  $T_*$  должно быть ниже  $T_{с*}$ .

Для определения  $\gamma'_0$  исходят из тех физических свойств молекулы, которые получаются суммированием свойств атомов, входящих в молекулу, т. е. из аддитивных свойств.

Атомные эквиваленты условного объема жидкости по исследованиям составляют (в см<sup>3</sup>):

$$C = 1,1$$

$$H = 6,7$$

$$F = 10,3$$

$$Cl = 19,3$$

Например, для Ф-12 при молекулярном весе 120,92 находим:

$$120,92 \cdot \gamma'_0 = \frac{120,92}{\gamma'_0} = 1,1 + 2 \cdot 10,3 + 2 \cdot 19,3 = 60,3$$

и отсюда:

$$\gamma'_0 = 2,005 \text{ кг/л.}$$

В табл. 19 сопоставлены теоретические и измеренные значения  $\frac{\gamma'_s}{\gamma'_*}$ ; в качестве эталона принят Ф-12.

$\gamma'_*$

Таблица 19

Агент	$\gamma'_s$ кг/л	$\gamma'_0$ кг/л	$\gamma'_*$ кг/л	$\gamma'_s / \gamma'_*$	
				опытные	расчетные
Пропан . . . . .	0,585	0,785	1,495	0,391	0,391
Гексан . . . . .	0,613	0,861	1,439	0,427	0,429
Аммиак . . . . .	0,680	0,892	1,529	0,445	0,445
Этиламин . . . . .	0,698	0,935	1,483	0,470	0,468
Уксусная кислота . . . . .	0,938	1,285	1,457	0,644	0,642
Ф-11 . . . . .	1,475	1,982	1,483	0,993	0,990
Перфторгента . . . . .	1,52	2,238	1,371	1,110	1,110

Располагая значениями  $v'_s$ , находим критический объем, исходя из соотношений для сходственных точек:

$$\frac{T_s}{T_{кр}} = \frac{T_*}{T_{кр*}}$$

$$\frac{v'_s}{v_{кр}} = \frac{v'_*}{v_{кр*}}$$

(16)

Эти соотношения справедливы при сравнении веществ с близкими значениями числа Трутона. Об этом свидетельствует табл. 20.

Таблица 20

Агент	Агент-эталон	$v'_s / v_{кр}$	
		опытные	расчетные
Ф-12 ( $\theta = 19,9$ )	Ф-13 ( $\theta = 19,5$ )	0,376	0,376
Хлорметил ( $\theta = 20,7$ )	Ф-12 ( $\theta = 19,9$ )	0,370	0,370
Аммиак ( $\theta = 23,25$ )	Сернистый ангидрид ( $\theta = 22,7$ )	0,340	0,340

Определив таким образом критический объем, находим все значения  $v'$  для приведенных температур  $\theta = \frac{T}{T_{кр}}$  согласно полученному уравнению подобия:

$$\frac{v'}{M_4} = \text{const} = v'_*, \quad (17)$$

где переходный масштаб:

$$M_4 = \frac{v_{кр}}{v_{кр*}}, \quad (18)$$

или же для двух веществ А и В:

$$\left( \frac{v'}{v_{кр}} \right)_A = \left( \frac{v'}{v_{кр}} \right)_B$$

Например, при сравнении хлорметила и Ф-12 имеем в соответствии с табл. 21.

Таблица 21

$\theta$	$v' / v_{кр}$	
	хлорметил	Ф-12
1	1,000	1,000
0,75	0,418	0,418
0,52	0,350	0,349



Теплота парообразования. Для вычисления теплоты парообразования в наиболее широком участке температур

$$\frac{T_{кр}}{T} = 1,85 \div 1,25$$

получено следующее уравнение подобия:

$$\frac{r}{M_5} = \text{const} = r_*, \quad (19)$$

где переходный масштаб:

$$M_5 = \frac{\theta}{\theta_*} \cdot \frac{T_S}{T_{S*}} \cdot \frac{p_*}{p} \quad (20)$$

Значению  $r_*$  соответствует температура  $T_*$ , определяемая из отношения:

$$\frac{1 - \frac{T}{T_{кр}}}{1 - \frac{T_S}{T_{кр}}} = \frac{1 - \frac{T_*}{T_{кр*}}}{1 - \frac{T_{S*}}{T_{кр*}}}$$

Примем в качестве эталона воду и возьмем, например,  $\alpha = 0,9$ . При этом значении имеем для воды  $T_* = 400,61^\circ$  и теплота парособразования  $r_* = 520,6$  ккал/кг. Уравнение (19) подтверждается данными, приведенными в табл. 22.

Таблица 22

Агент	$T_K$	$\theta$	$T_{кр}^\circ K$	$\frac{r}{M_5} = \text{const}$
Вода	400,61	26,018	647,4	520,6
Ф-12	257,53	19,9	384,66	519,82
Ф-11	314,73	20,3	471,16	523,0
NH <sub>3</sub>	256,36	23,25	405,56	518,0

Еще более точные результаты можно получить с помощью уравнения подобия для равных давлений:

$$\frac{\frac{r}{T}}{\frac{v'' - v'}{M_6}} = \text{const} = \frac{r_* T_*}{v''_* - v'_*},$$

где переходный масштаб ( $p_{кр}$  в физ. атм):

$$M_6 = \frac{\ln p_{кр}}{\ln p_{*(кр)}} \cdot \frac{T_S}{T_{S*}}$$

Давление  $p_{*(кр)}$  при этом соответствует температуре

$$T_* = T_{кр} \cdot \frac{T_{S*}}{T_S}$$

Полученные значения теплоты парообразования хорошо укладываются в интерполяционную формулу:

$$r = \frac{\theta \cdot T_S}{p} \left[ \frac{1 - \frac{T}{T_{кр}}}{1 - \frac{T_S}{T_{кр}}} \right]^p, \quad (21)$$

где: коэффициент  $p$  колеблется в пределах  $0,3 \div 0,4$ . Для хлорофторопроизводных метана  $p = 0,375$ .

Число Трутона. Для определения числа Трутона выведено уравнение подобия, по которому

$$\frac{\theta}{M_7} = \text{const} = \theta_*, \quad (22)$$

где переходный масштаб:

$$M_7 = \frac{1}{M_1} \cdot \frac{1 - \frac{p}{p_{кр}}}{1 - \frac{1}{p_{кр*}}}$$

( $p_{кр}$  — в атм. физ.).

В табл. 23 в качестве эталона принята вода ( $\theta = 26,018$ ).

Таблица 23

Агент	Значение $\theta$	
	опытные	расчетные
Аммиак . . . . .	23,30	23,50
Сернистый ангидрид . . .	22,70	22,70
Фреон-21 . . . . .	20,8	20,6
Хлорметил . . . . .	20,70	20,90
Фреон-11 . . . . .	20,30	20,40
Фреон-12 . . . . .	19,95	19,95
Фреон-13 . . . . .	19,50	19,80
Метан . . . . .	17,26	17,0
Гелий . . . . .	4,60	4,50

Теплоемкость. Теплоемкость при постоянном давлении перегретого пара определяется из выражения:

$$c_p = c_{p0} - AT \int_0^p \left( \frac{\partial^2 v}{\partial T^2} \right)_p dp$$



С учетом уравнения (14) оно может быть записано следующим образом:

$$c_p = c_{p0} + AP \frac{n(n+1)C}{T \left(\frac{T}{100}\right)^n}, \quad (23)$$

где:  $c_{p0}$  — теплоемкость при бесконечном разрежении газа ( $v \rightarrow \infty$ ,  $p \rightarrow 0$ ).

Для вычисления  $c_{p0}$  можно исходить из теоретически оправданной зависимости, по которой у веществ с одинаковым числом атомов в молекуле, молекулярная теплоемкость при равных температурах закономерно возрастает с увеличением молекулярного веса.

На рис. 56 и 57 нанесены кривые молекулярной теплоемкости для производных этана и метана при  $t = 0^\circ$ . Используя эти кривые, можно найти теплоемкости для еще неисследованных веществ.

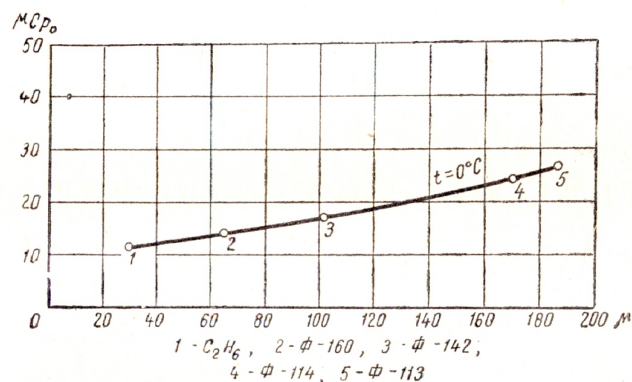


Рис. 56. Молекулярные теплоемкости холодильных агентов при  $0^\circ C$ .

Так, например, для Ф-13 следует ожидать  $\mu c_{p0} = 14$ , Ф-14 ( $CF_4$ ) — 13,6 и т. д.

Значения молекулярных теплоемкостей для трехатомных и многоатомных молекул также хорошо ложатся на плавные кривые.

Для определения теплоемкости жидкости, исходя из теоретических уравнений термодинамики и с учетом уравнения (14), получена зависимость:

$$c' = c_p'' - \frac{dr}{dT} + \frac{r}{T} - \frac{r}{v'' - v'} \left[ \frac{R}{P} + \frac{n \cdot C}{T \left(\frac{T}{100}\right)^n} \right], \quad (24)$$

где:  $c_p''$  — изобарическая теплоемкость на кривой насыщения; значения  $\frac{dr}{dT}$  могут быть получены из уравнения (21):

$$\frac{dr}{dT} = - \frac{pr}{T_{кр} - T}.$$

Для фторхлорпроизводных насыщенных углеводородов теплоемкость жидкости определена на основе аддитивности эквивалентных атомных теплоемкостей.

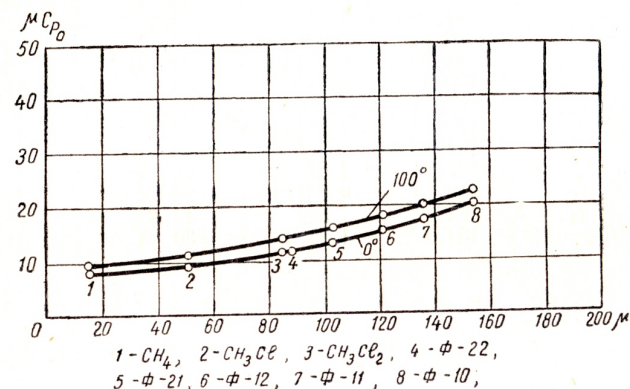


Рис. 57. Молекулярные теплоемкости холодильных агентов при  $0^\circ C$  и при  $100^\circ C$ .

Принимая атомную теплоемкость фтора при  $t = 0^\circ$  за единицу, было найдено для углерода 0,3585, хлора — 1,358 и водорода — 0,5472.

На основе этого составлено уравнение подобия:

$$\frac{\mu c'}{M_s} = \text{const} = \mu_* c'_*; \quad (26)$$

переходный масштаб равен:

$$M_s = \frac{0,3585 \cdot m + 1 \cdot y + 1,358 \cdot z + 0,5472 \cdot x}{(0,3585 \cdot m + 1 \cdot y + 1,358 \cdot z + 0,5472 \cdot x)_*},$$

где:  $m$  — количество атомов углерода,  $y$  — фтора,  $z$  — хлора,  $x$  — водорода.

В табл. 24 собраны имеющиеся опытные значения молекулярной теплоемкости фторхлорпроизводных, включая бутан. Полученные незначительные отклонения, не выходящие за рамки погрешностей опыта, дают возможность определить молекулярную теплоемкость жидкости для многочисленного ряда неисследованных веществ, в частности для перфторбутана ( $C_4F_{10}$ ), для которого молекулярная теплоемкость может быть оценена числом 60,75.



Таблица 24

Агент	$\mu$	$M_8$	$\mu c'$	
			опытные	расчетные
$C_4H_9Cl$	92,5	1,5204	40,70	40,998
$C_3H_5Cl$	64,5	0,94789	25,48	25,56
$CH_3Cl$	50,48	0,6616	18,173	17,84
$C_6F_5H_3Cl$	100,5	1,1263	29,949	30,37
$C_2H_4Cl_2$	98,95	1,1076	29,19	29,87
$C_3Cl_3H_5$	147,42	1,5536	39,8	41,89
$CHF_2Cl$	86,48	0,84006	23,43	22,65
$CH_2Cl_2$	84,95	0,8214	22,936	22,15
$C_2H_3Cl_3$	133,5	1,2674	35,38	34,18
$CHFCl_2$	102,93	0,9106	24,60	24,55
$C_2F_4Cl_2$	170,90	1,4645	39,82	39,49
$C_2F_3Cl_3$	187,4	1,535	40,85	41,39
$CFCl_3$	137,38	1,0703	28,85	28,86
$CHCl_3$	119,39	0,98112	26,62	26,46
$C_2HCl_5$	202,5	1,587	44,50	42,80
$CCl_4$	154,0	1,1606	30,49	31,30

При оценке значений теплоемкости жидкости в области температур  $\frac{T_{кр}}{T} = 1,85 \div 1,25$  можно исходить из линейной зависимости:

$$c' = a + b T. \quad (27)$$

Таблица 25

(Эталоном служит Ф-12)

Агент	$c' \gamma'$ ккал/°C м³	
	$t=0^\circ$	$t=-30^\circ$
Ф-113	352	351
Ф-242	350	353
Ф-12	311	313
Ф-11	315	314
$CH_3Cl$	359	363
$C_3H_8$	309	307
$C_2H_5Cl$	356	356
$NH_3$	706	725

При определении коэффициентов  $a$  и  $b$  следует учитывать, что для температур ниже нуля произведение теплоемкости на объемный вес жидкости данного агента остается почти постоянным, о чем можно судить по данным табл. 25.

## ГЛАВА IV

## СЛОЖНЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

## 1. Многоступенчатое сжатие

При рассмотрении цикла в надкритической области было установлено, что двухступенчатое сжатие агента дает улучшение холодильного коэффициента теоретического цикла. Двухступенчатое, а тем более многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением агента до температуры, равной (или близкой) температуре среды, термодинамически выгодно, так как оно уменьшает необратимость теплообмена агента с внешней средой. В предельном случае, когда число ступеней сжатия и число промежуточных холодильников между ступенями стремится к бесконечности, отвод тепла от агента протекал бы изотермически (при  $T = \text{const}$ ) и тем самым значительно уменьшилась бы необратимость в процессе теплообмена.

Если считать, что сообщение и отнятие тепла протекает при температурах  $T_0$  и  $T$ , то в образцовом цикле  $ABCDEA$  (рис. 58) единственным источником необратимости осталась бы необратимость, связанная с дросселированием в регулирующем вентиле.

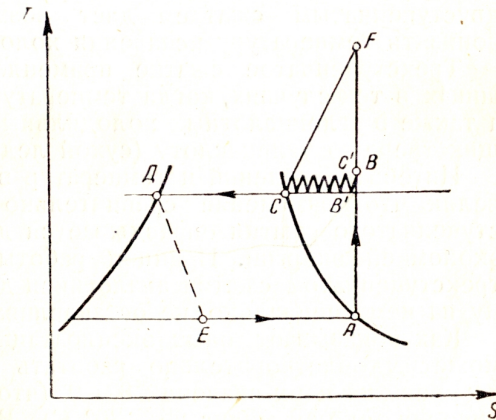


Рис. 58. Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением.



На рис. 58 совокупность отрезков изобар  $BB'$  и адиабат  $B'C'$  в пределе может быть принята за изотерму  $BC$ . Для оценки максимального выигрыша в холодильном коэффициенте необходимо исходить из минимальной работы сжатия, равной сумме работ, необходимых для сжатия по адиабате  $AB$  и по изотерме  $BC$ ; эта сумма равна:

$$AL_{\min} = (S_A - S_C) T - (i_B - i_C). \quad (1)$$

Преимущества многоступенчатого сжатия вытекают из улучшения не только теоретического, но и действительного цикла, так как объемные и энергетические потери компрессора снижаются с уменьшением степени сжатия  $\frac{p}{p_0}$ . Кроме того, уменьшается температура перегрева при сжатии, что имеет большое значение для аммиачных холодильных машин.

Поэтому, несмотря на конструктивную сложность, применение двухступенчатого или трехступенчатого сжатия вполне себя оправдывает при низких температурах кипения и высоких температурах конденсации.

Постановлением ЦК ВКП(б) и Совета Министров СССР „О заготовках продуктов животноводства“ от 29 мая 1949 г. специально предусмотрен выпуск аммиачных компрессоров с двухступенчатым сжатием. Применение компрессоров с двухступенчатым сжатием даст возможность значительно понизить температуру испарения холодильного агента.

Трехступенчатое сжатие применяется в аммиачных машинах в тех случаях, когда температура испарения ниже  $60^\circ$ , а также в углекислотных холодильных машинах; производящих твердую углекислоту (сухой лед).

Интервал давлений и температур в этом случае настолько велик, что применение сравнительно сложной схемы трехступенчатого сжатия оправдывается довольно значительной экономией энергии. Принцип работы и расчет цикла при трехступенчатом сжатии аналогичен двухступенчатому, поэтому на нем специально не останавливаемся.

Как показывает опыт эксплуатации, аммиачная машина может удовлетворительно работать при степенях сжатия, не превышающих значений 8—9 (что отвечает температуре кипения около минус  $25-30^\circ$  С). В тех случаях, когда в аммиачной машине требуется температура испарения  $-50^\circ$  С и ниже, одноступенчатое сжатие не только неэкономично, но практически невозможно, так как при высоких степенях сжатия (30 и выше) коэффициент подачи компрессора приближается к нулю. При применении двухступенчатого и трехступенчатого сжатия делается возможным существенно улучшить энергетические и эксплуатационные показатели машины. Упомянутое ранее исследование Ф. М. Чистякова, про-

веденное над двухступенчатой аммиачной машиной дает возможность получить численные значения коэффициентов для ступеней высокого и низкого давления.

Степень низкого давления при той же степени сжатия имеет более низкие коэффициенты, чем степень высокого давления. Показатель политропы сжатия в ступени низкого давления выше, чем в ступени высокого давления (для горизонтальных аммиачных компрессоров первый равен около 1,21; второй около 1,16).

Из различных схем двухступенчатого сжатия особенно выгодна схема с двухступенчатым регулированием (рис. 59).

По этой схеме можно работать с двумя температурами испарения. Вначале рассмотрим цикл с одной температурой испарения. Представим себе, что клапаны  $a$  и  $b$  закрыты, и поэтому испаритель высокого давления выключен.

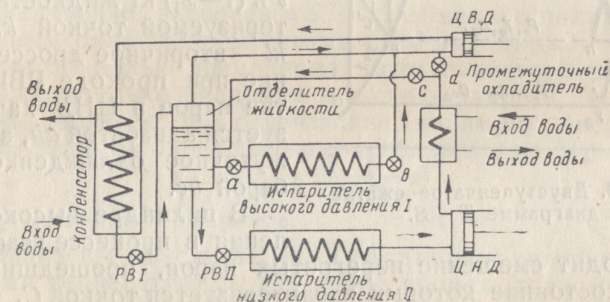


Рис. 59. Двухступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением.

Если на схеме будет закрыт клапан  $c$  и открыт клапан  $d$ , то агент, сжатый в ЦНД (цилиндр низкого давления), пройдет через промежуточный охладитель, где его температура понизится, примерно, до температуры охлаждающей воды.

Установка будет работать следующим образом: ЦНД компрессора всасывает пары из испарителя II давлением  $p_{02}$  и температурой  $T_{02}$  и сжимает их до промежуточного давления  $p_{01}$ . После выхода из ЦНД пары, пройдя через промежуточный охладитель, охлаждаются до температуры  $T_c$  и всасываются в ЦВД (цилиндр высокого давления) вместе с сухими парами, поступающими из отделителя жидкости.

После сжатия в ЦВД пары поступают в конденсатор и конденсируются. Жидкость проходит через первый регулирующий вентиль (РВ I), где дросселируется до давления  $p_{01}$  и поступает в отделитель жидкости. Если обозначить через



После дросселирования в первом вентиле (линия  $gh$ ) до давления  $p_{01}$  в отделителе образуется  $x_1$  кг сухого пара, характеризуемого точкой  $l$  и  $(1-x_1)$  кг жидкости, характеризуемой точкой  $k$ . Линия  $kl$  — вторичное дросселирование при проходе РВШ. Сжатие паров в ЦНД характеризуется адиабатой  $ab$ , а промежуточное охлаждение — изобарой  $bc$ .

Энергетическое преимущество рассматриваемого цикла с двуступенчатым сжатием и регулированием по сравнению с ранее рассмотренным циклом двуступенчатого сжатия вполне очевидно, так как экономия обуславливается тем, что при двуступенчатом регулировании  $(1 - x_1)$  кг паров подвергается сжатию от давления  $p_{01}$  до  $p$ , в то время как в обычном двуступенчатом цикле этот пар должен сжиматься от более низкого давления  $p_{02}$  до того же давления  $p$ .

нительного охлаждения изобразится в  $T-S$  диаграмме отрезком изобары  $ce$ . Конечное состояние пара перед всасыванием в ЦВД будет характеризоваться точкой  $e$ , а сжатие — линией  $ef$ . При этом весь пар, всасываемый в ЦВД, будет одного состояния. Полное охлаждение агента достигается за счет испарения некоторого количества жидкого агента в отделителе. Процесс теплообмена в отделителе необратим и, следовательно, связан с увеличением энтропии, что, однако, приводит одновременно к уменьшению энтропии в процессе теплообмена в конденсаторе. Оценка выгодности полного охлаждения может быть произведена путем сопоставления величин  $\Delta S'$  и  $\Delta S''$ , где  $\Delta S''$  есть увеличение энтропии, связанное с необратимостью теплообмена в отделителе, а  $\Delta S'$  — уменьшение энтропии в процессе теплообмена в конденсаторе. При обычно применяемых температурах  $T_{02}$ ,  $T_{01}$  и  $T$  уменьшение энтропии  $\Delta S'$  оказывается большим, чем увеличение энтропии  $\Delta S''$ , т. е. цикл с полным промежуточным охлаждением оказывается выгодным.

$$p_{01} = \sqrt{p \cdot p_{02}}, \quad (2)$$

Однако в том случае, когда установка должна работать с двумя температурами испарения, промежуточное давление определяется высшей из двух требуемых температур испарения.

При работе с двумя температурами испарения и с полным промежуточным охлаждением (см. рис. 59) вентили *a* и *в* открыты и часть жидкого агента поступает в испаритель I, где он кипит при температуре  $T_{01}$ , производя холод  $Q_{01}$ ; другая часть жидкости поступает из отделителя через РВИ в испаритель низкого давления II, производя холод  $Q_{02}$  при низкой температуре  $T_{02}$ .

- а) полученных при прохождении РВИ;
- б) полученных в испарителе I;
- в) сжатых в ЦВД;



г) полученных при снятии перегрева испарением жидкости.

Все они имеют одну и ту же температуру  $T_{01}$  и характеризуются точкой  $e$  (см. рис. 60). Сжатие паров в ЦВД изображится тогда линией  $eF$ .

При определении необходимых величин (холодильного коэффициента и затрачиваемой работы) следует иметь в виду, что в различных аппаратах циркулирует неодинаковое весовое количество агента.

Если обозначить через  $G$  кг/час весовое количество агента, протекающее через конденсатор (и через РВИ), то после РВИ выделится  $Gx_1$  кг/час пара и останется  $G(1-x_1)$  кг/час жидкости.

Пусть  $\alpha$ —доля этой жидкости, идущая в первый испаритель, а  $\beta$ —доля этой жидкости, выкипающая в отделителе при снятии перегрева от паров, идущих из промежуточного охладителя. При заданных значениях холодопроизводительности  $Q_{01}$  и  $Q_{02}$  и температур  $t_{01}$  и  $t_{02}$  величины  $\alpha$  и  $\beta$  могут быть определены из уравнений:

$$Q_{01} = \alpha G (i_e - i_h) \quad (3)$$

$$Q_{02} = (1 - \alpha - \beta) G (i_a - i_e) \quad (4)$$

$$\beta G (i_e - i_h) = (1 - \alpha - \beta) G (1 - x_1) (i_c - i_e). \quad (5)$$

Уравнение (5) выражает равенство тепла, необходимого для снятия перегрева в отделителе от пара, сжатого в ЦНД (правая часть) и количества тепла, отнятого от жидкости при ее испарении в отделителе.

Пользуясь уравнениями (3), (4) и (5), можно вычислить величины:  $G$ ,  $\alpha$  и  $\beta$ , определив значения энтальпий в соответствующих точках на диаграмме состояния.

Количество агента, сжимаемого в ЦНД будет равно:

$$G_2 = (1 - \alpha - \beta) G (1 - x_1) \text{ кг/час.} \quad (6)$$

Работа затрачиваемая в ЦВД:

$$AL_1 = G (i_F - i_e) \text{ ккал/час,} \quad (7)$$

в ЦНД аналогично:

$$AL_2 = G_2 (i_b - i_a). \quad (8)$$

Теоретический холодильный коэффициент цикла будет:

$$\epsilon = \frac{Q_{01} + Q_{02}}{AL_1 + AL_2}. \quad (9)$$

Следует подчеркнуть условный характер холодильного коэффициента, определяемого уравнением (9), так как в числителе выражения имеются холодопроизводительности, отнесенные к различным температурам кипения агента, т. е. разной ценности.

Для оценки энергетического совершенства цикла с двумя температурами испарения образцом должен быть выбран цикл Карно, при аналогичных температурах кипения и с тем же отношением  $\frac{Q_{01}}{Q_{02}}$ , что и в рассматриваемом цикле.

Не останавливаясь на практических схемах осуществления двуступенчатого сжатия, укажем на рациональность одной из них—схемы Кобулашвили, в которой удачно избегается смешение загрязненного маслом аммиака, идущего из ЦНД, с аммиаком, питающим испаритель низкого давления. Для этой цели в схеме предусматривается установка промежуточного сосуда простой конструкции.

## 2. Двуступенчатое сжатие в одном цилиндре

Двуступенчатое сжатие в одном цилиндре чаще всего применяется в углекислотных машинах. Простейшим случаем такого сжатия является использование цилиндра двойного действия для двух ступеней. Вследствие того, что площадь штока углекислотной машины велика и сечение его составляет до  $1/4$  площади поршня, получаются различные объемы верхней и нижней полости. Меньшая полость, через которую проходит шток, является полостью высокого давления, нижняя—низкого давления. В этом случае можно применить двуступенчатое регулирование и уменьшить требуемую работу сжатия, всасывая в полость высокого давления пар, выделившийся после первого дроссельного вентили. Схема установки, в которой двуступенчатое сжатие происходит в одном цилиндре со ступенчатым регулированием, показана на рис. 61.

Жидкий агент после выхода из конденсатора, пройдя РВИ поступает в ресивер, где пар отделяется от жидкости. Жидкость кипит в испарителе и всасывается в нижнюю полость компрессора, являющуюся полостью низкого давления. Далее пары сжатые до промежуточного давления  $p'$ , всасываются в верхнюю полость (полость высокого давления), куда также засасываются пары из ресивера, с тем же

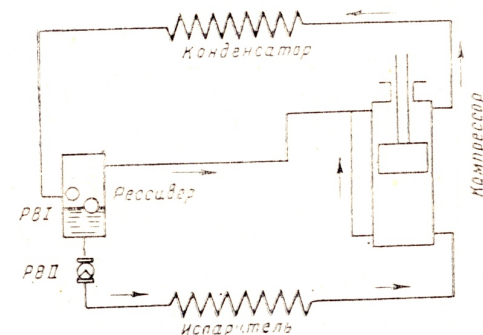


Рис. 61. Двуступенчатое сжатие в одном цилиндре.



давлением. В полости высокого давления пары сжимаются от давления  $p'$  до конечного  $p$ .

Таким образом, через полость низкого давления проходит меньшее количество агента, чем через полость высокого давления. Если обозначить через  $x_1$  сухость пара после РВИ, то отношение весовых количеств агента, циркулирующих в полости высокого и низкого давления, равно:

$$\frac{1}{1-x_1}.$$

Преимущество рассмотренной схемы состоит в том, что при той же холодопроизводительности экономится работа, потребная на сжатие  $x_1$  кг агента от давления  $p'$  до давления  $p$ . Если бы ступенчатое регулирование не осуществлялось, то все пары, в том числе и  $x_1$  кг пара, были бы приведены к низкому давлению  $p_0$ , а затем их пришлось бы сжимать от этого низкого давления до конечного давления  $p$ .

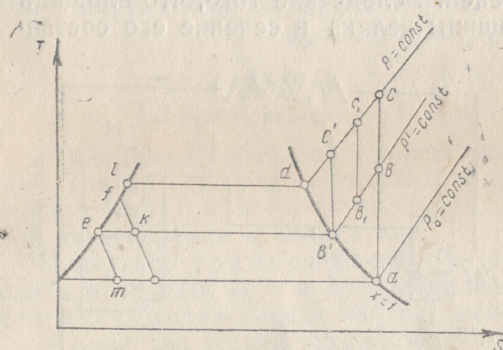


Рис. 62. Процессы, происходящие при двухступенчатом сжатии в  $T-S$  диаграмме.

легко может быть определена; для этого достаточно вычислить энтальпию смеси, учитывая, что смешивается  $x_1$  кг сухого и  $(1-x_1)$  кг пара, с энтальпией  $i_b$  и  $(1-x_1)$  кг пара с энтальпией  $i_b$ .

Тогда энтальпия смеси ( $i_{b_1}$ ) определится из уравнения:

$$x_1 (i_{b_1} - i_{b'}) = (1-x_1) (i_b - i_{b'}) \quad (10)$$

Определяя энтальпию смеси ( $i_{b_1}$ ), мы фиксируем положение точки  $b_1$  на диаграмме.

При одноступенчатом сжатии работа компрессора будет равна:

$$AL = i_c - i_a.$$

Для случая рассматриваемой схемы работа равна:

$$AL' = (i_{c_1} - i_{b_1}).$$

Следовательно, уменьшение работы при применении двухступенчатого сжатия будет:

$$\Delta AL = AL - AL' (i_c - i_a) - (i_{c_1} - i_{b_1}), \quad (11)$$

В цикле с дозарядкой агента (в цикле Ворхиса) осуществляется своеобразное двухступенчатое сжатие в одном цилиндре. Рассмотрим вначале вариант этого цикла с одной температурой испарения, применяемый главным образом в углекислотных машинах.

Схема установки, работающей по этому циклу, изображена на рис. 63. Агент проходит два последовательных дроссельных вентиля РВИ и РВИІ. Работая по циклу с до-

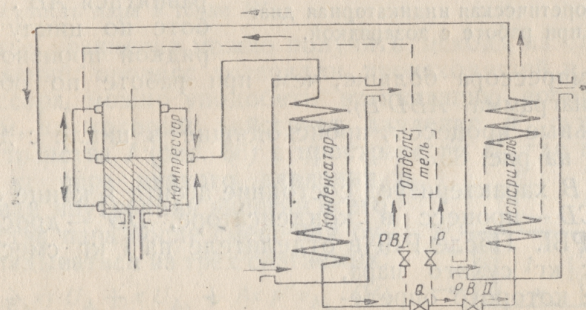


Рис. 63. Схема установки при работе с дозарядкой агента.

зарядкой, клапан  $Q$  закрывают, а клапан  $P$  открывают полностью. При работе обычным циклом вентиль РВИ и клапан  $P$  закрыты, а клапан  $Q$  открыт полностью, регулирующим является только вентиль РВИІ. После прохода РВИ, в котором давление падает до промежуточного между  $p$  и  $p_0$ , влажный пар проходит в отделитель. Вблизи мертвой точки поршень открывает окна в цилиндр и из отделителя поступает в компрессор пар промежуточного давления  $p'$ . Оставшаяся в отделителе жидкость проходит через РВИІ, где она дросселируется до давления в испарителе  $p_0$ . Сухой пар, образующийся в испарителе, всасывается в цилиндр компрессора.

Теоретическая индикаторная диаграмма компрессора, работающего по циклу с дозарядкой, представлена на рис. 64 (ABCDE). Здесь: линия  $AB$  — всасывание в цилиндр;  $BC$  — дозарядка цилиндра парами давления  $p'$  из отделителя;  $CD$  — сжатие;  $DE$  — выталкивание.



Если допустить, что пар, поступающий из отделителя в цилиндр компрессора, создает там давление  $p'$ , а также если пренебречь потерей хода поршня при проходе им щелей (в действительности они малы и не превышают 1,5—2% от хода поршня), то при работе циклом с дозарядкой выигрыш в объеме компрессора равен

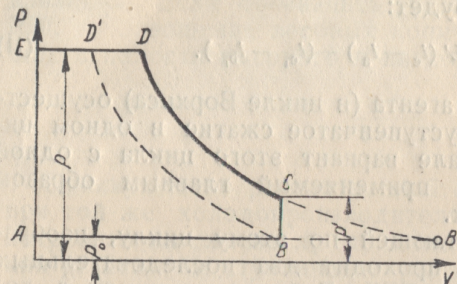


Рис. 64. Теоретическая индикаторная диаграмма при работе с дозарядкой.

ность компрессора больше, чем при работе по обычному циклу (диаграмма  $ABD'E$ ).

Отдельные процессы, происходящие в цикле с дозарядкой даны на рис. 65.

Точка  $B$  характеризует состояние агента в конце сжатия, линия  $BCD$  — процесс в конденсаторе,  $DD'$  — дросселирование в РВИ. После РВИ в отделителе на 1 кг смеси получается:  $x$  кг сухого пара, состояние которого определяется точкой  $A_1$  и  $(1-x)$  кг жидкости (точка  $E$ ). Линия  $EF$  представляет дросселирование в РВИ, а линия  $FA$  — испарение в испарителе. Пар низкого давления, состояние которого определяется точкой  $A$ , смешивается в цилиндре компрессора с паром промежуточного давления. В результате смешения получается перегретый пар (точка  $A_2$  на рис. 65).

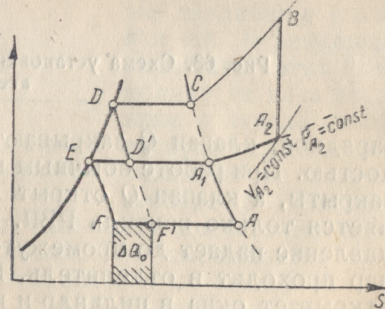


Рис. 65. Цикл с дозарядкой в  $T-s$  диаграмме.

Исходя из того, что потеря хода поршня при проходе щелей ничтожна, мы можем принять увеличение холодопроизводительности установки, получаемое при переходе от обычного цикла к циклу с дозарядкой, пропорциональным заштрихованной площади, так как весовое количество агента, всасываемое компрессором в обоих случаях из испарителя, одинаково.

При расчете цикла заданными являются температура конденсации и температура испарения, неизвестными — состояние пара в точке  $A_2$  и промежуточное давление  $p'$ . Для определения этих неизвестных необходимо составить соответствующие уравнения.

Первое уравнение можно написать, исходя из того, что при данных давлениях  $p$ ,  $p_0$  и температуре перед дроссельным вентилем, сухость смеси после первого дросселя:

$$x = f(p'). \quad (12)$$

Второе уравнение выражает то условие, что объем, занимаемый паром низкого давления до смешения, равен объему смеси. Если считать, что в компрессоре сжимается 1 кг смеси, то тогда:

$$v_{A_2} = (1-x) v_A. \quad (13)$$

где:  $x$  — сухость пара в точке  $D'$ .

Третье уравнение можно получить, исходя из следующих рассуждений: процесс дозарядки, происходящий в цилиндре компрессора, можно уподобить вталкиванию воображаемым поршнем, на который действует давление  $p'$  сухого пара из пространства  $I$  (рис. 66) в пространство  $II$ , где находится  $(1-x)$  кг пара низкого давления  $p_0$ .

Полная внутренняя энергия всего количества пара после смешения будет складываться из трех слагаемых:

$$v_{A_2} = (1-x) U_A + x U_{A_1} + Ax p' v_{A_1}. \quad (14)$$

Первые два члена правой части этого уравнения представляют собой сумму внутренних энергий пара промежуточного и низкого давления, а третий член — тепловой эквивалент работы перемещения поршня.

В уравнениях (12), (13) и (14) имеются неизвестные:

$$p', U_{A_1}, v_{A_2}, x, U_{A_2}.$$

Если учесть, что при данном давлении  $p'$  имеется также зависимость между удельным объемом пара  $v_{A_2}$  и внутренней энергией  $U_{A_2}$ , т. е.  $v_{A_2} = \varphi(U_{A_2})$ , то получим четыре зависимости, из которых могут быть определены четыре неизвестных. Так как в аналитической форме зависимости  $x = f(p')$  и  $U_{A_2} = \varphi(v_{A_2})$  неизвестны, то определение указанных величин необходимо производить методом подбора, пользуясь уравнениями (13) и (14), а также диаграммой состояния для углекислоты<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Существуют графические методы решения задачи для отыскания промежуточного давления.

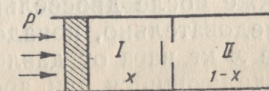


Рис. 66. К расчету цикла с дозарядкой.



Значения промежуточного давления  $p'$  для различных давлений в конденсаторе и температур в испарителе указаны в табл. 26.

Таблица 26

Давление в холодильнике (в кг/см <sup>2</sup> )	60	65	75
Температура испарения $t_0$ (в °C)	$p'$	$p'$	$p'$
$t_0 = -30$	20,0	21,0	23,3
$t_0 = -20$	25,0	27,0	29,0
$t_0 = -10$	31,0	33,0	35,5
$t_0 = +0^\circ$	38,0	40,5	43,0

Работа, затрачиваемая в цикле с дозарядкой, не может быть принята равной разности энтальпий в точках  $B$  и  $A_2$ , а (как это следует из рассмотрения индикаторной диаграммы) вычисляется как сумма указанной разности и члена:

$$A(p' - p_0) v_{A_2}, \text{ т. е. } AL = i_B - i_{A_2} + A(p' - p_0) v_{A_2}. \quad (15)$$

Пар, образовавшийся после РВИ в количестве  $x$  кг, поступает в цилиндр компрессора при более высоком, чем  $p_0$ , давлении. В обычном же цикле этот пар был бы приведен также после дроссельного вентиля к низкому давлению  $p_0$ . Следовательно, понадобилась бы добавочная работа на сжатие  $x$  кг пара от давления  $p_0$  до давления  $p'$ . Однако пар, выделяющийся при дросселировании, является как бы балластным агентом, так как в испарителе он, никакого холодильного действия не производит. Таким образом, при одном и том же холодильном действии в цикле с дозарядкой затрачивается меньше работы, чем в обычном цикле. Кроме того, в действительном процессе сокращение удельного расхода энергии объясняется еще и тем, что компрессор, работающий с дозарядкой, сохраняет ту же работу трения при более высокой производительности, т. е. обладает более высоким механическим к. п. д.

При переходе от обычного процесса к циклу с дозарядкой в углекислотной машине можно достигнуть увеличения холодопроизводительности на 60—80%, при этом холодильный коэффициент возрастает на 10—20%.

Из сказанного следует: чем больше будет выделившегося пара  $x$ , тем значительно увеличение холодильного коэффициента при осуществлении цикла с дозарядкой агента.

Цикл с дозарядкой для одной температуры кипения в аммиачных установках не применяется, так как сухость пара для аммиака в точке  $D'$  слишком мала. При наличии двух температур кипения пар из испарителя высокого давления

значительно пополняет количество пара, полученного в процессе первого дросселирования, служащего для дозарядки цилиндра компрессора через щели.

Схема установки с дозарядкой при двух температурах испарения показана на рис. 67. В этом случае пар высокого давления из ресивера и так же, как и в предыдущем случае, через щели дозаряжает компрессор, с той лишь разницей, что общее количество пара, идущего на дозарядку  $u$ , складывается из пара, выделившегося после прохода РВИ, и пара, испарившегося в испарителе высокого давления  $z$ .

Весовое количество пара, отделившееся в ресивере после первого РВИ, будет равно:  $x_1(1+u)$ , где:  $x_1$  — сухость в точке  $D'$  (см. рис. 65).

Величины  $u$  и  $z$  связаны уравнением:

$$u = z + x_1(1+u) \quad (16)$$

Для определения параметров в точке  $A_2$  и значения величины  $u$  нужно воспользоваться уравнениями (12), (13), (14) и (16). Обычно задача эта решается рядом последующих приближений или графическим способом, изложенным в работе проф. Цыдзика<sup>1</sup>.

Как показали испытания, коэффициент подачи в действительном цикле с дозарядкой выше, чем при обычном цикле. Таким образом, преимущества при осуществлении цикла с дозарядкой оказываются более значительными, чем при расчете теоретического цикла. Отметим еще одно эксплуатационное преимущество — температура конца сжатия в цикле с дозарядкой более низкая, чем в обычном цикле при достижении того же конечного давления. Отрицательной чертой цикла с дозарядкой, работающего на две заданные температуры испарения, является то, что отношение холодопроизводительностей высокой и низкой температур не может быть выбрано произвольно, так как отношение количества пара, поступающего в компрессор из испарителя высокого давления, к количеству пара, засасываемого из испарителя низкого давления, однозначно определяется давлениями  $p'$ ,  $p_0$  и температурой конденсации.

<sup>1</sup> В. Е. Цыдзик, В. П. Бармин, Б. С. Вейнберг, Холодильные машины и аппараты, Машгиз, М. 1946.

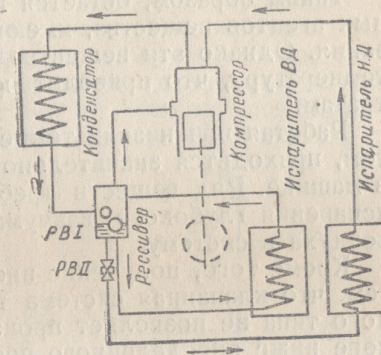


Рис. 67. Схема установки с дозарядкой при двух температурах испарения.



### 3. Каскадный цикл

Современная промышленность предъявляет к холодильной технике требования производства холода при все более низких температурах в пределе до  $-100^{\circ}$  и ниже.

Достижение низкой температуры кипения ограничивается температурой замерзания холодильного агента, которая у наиболее распространенных веществ (Ф-12 и аммиак) сравнительно высока.

Таким образом, остается применять в качестве холодильных агентов вещества, имеющие низкую температуру замораживания. Однако эти вещества имеют и низкую критическую температуру, что приводит к большим энергетическим затратам.

Работая при низких температурах кипения с одним агентом, приходится значительно расширять диапазон давлений в машине. Ряд веществ требуют при низких температурах испарения глубокого вакуума, что приводит к попаданию воздуха в систему.

Кроме того, получение низких температур ограничивается тем, что клапанная система поршневых компрессоров обычного типа не позволяет производить разрежение в компрессоре ниже определенного предела.

Типы современных поршневых компрессоров с обычными конструкциями клапанов обеспечивают наименьшее давление всасывания около 0,1 ата (в турбокомпрессорах достигают давления до 0,06 ата).

Понижение абсолютного давления больше, чем на величину разности давлений  $\Delta p_0$ , практически невозможно из-за явлений депрессии при всасывании.

Приводим температуру кипения для некоторых холодильных агентов при давлении  $p_0 = 0,1$  ата.

Рабочий агент	Температура кипения (в °C)
Аммиак (NH <sub>3</sub> ) . .	— 70
Ф-12 . . . . .	— 72
Ф-22 . . . . .	— 82
Ф-13 . . . . .	— 115

Таким образом, наиболее низкая температура практически не может быть доведена до температуры замерзания агента.

Для того, чтобы сузить диапазон давлений, применяемый каскадный цикл, в котором работают два (а иногда и более) рабочих агента; они осуществляют обратные циклы в различных интервалах температур. При этом холод, производимый верхним из циклов, используется нижним в качестве теплового резервуара.

Термодинамически такой каскадный цикл аналогичен бинарному циклу (ртутно-водяному циклу) теплосиловой установки, работающей также в последовательных интервалах температур.

В схеме прямого бинарного цикла установлен котел-конденсатор, в схеме же каскадного цикла имеется испаритель-конденсатор. В верхней ступени каскадного цикла чаще всего осуществляется двухступенчатое сжатие, в нижней — одноступенчатое, а иногда также и двухступенчатое. В верхней ступени каскадного цикла целесообразно применять агенты с невысоким давлением (аммиак, Ф-12, Ф-22), в нижней — агенты высокого давления, которые при низких температурах кипения не требуют поддержания слишком глубокого вакуума в испарителе. Для нижней сту-

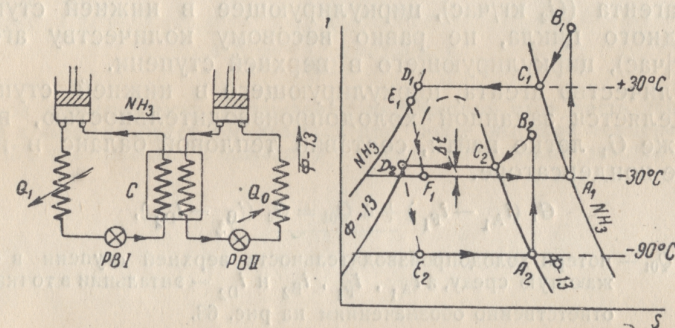


Рис. 68. Схема и диаграмма каскадного цикла.

пени наиболее целесообразны фреоны, имеющие низкие температуры замерзания, а именно: Ф-13, ( $\text{CF}_3\text{Cl}$ ) и Ф-23 ( $\text{CHF}_3$ ). До получения этих фреонов применялись обычно этилен ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ) и этан ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), менее пригодные в качестве холодильных агентов.

Работать в диапазоне температур от  $t_0$  до  $t$  одним агентом (Ф-13 или Ф-23) не целесообразно, так как это привело бы к увеличенному диапазону давлений и, кроме того, к недостаткам, связанным с работой в надкритической области.

На рис. 68 представлена схема каскадного цикла и энтропийная диаграмма.

Аммиачный цикл на приведенной схеме происходит в интервале температур  $+30^{\circ}$  до  $-30^{\circ}\text{C}$ ; цикл Ф-13 в интервале температур  $-90^{\circ}$  до  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Аммиачный испаритель служит одновременно для фреоновой каскада конденсатором (аппарат С на схеме).

Для передачи тепла от конденсирующего фреона к испаряющемуся аммиаку в этом аппарате должна существовать



конечная разность температур. Эта разность температур на энтропийной диаграмме обозначена через  $\Delta t$ .

Наличие разности температур при теплообмене приводит к необратимости, связанной с возрастанием энтропии системы (увеличение работы, связанное с этим необратимым теплообменом, может быть определено по общему соотношению:  $\Delta AL = T\Delta S$ ).

Однако, несмотря на эту дополнительную по сравнению с обычным циклом необратимость, каскадный цикл при низких температурах испарения рационально применять.

Учитывая дополнительную необратимость, расчет каскадного цикла нетрудно произвести отдельно по обеим ступеням.

При расчете следует учесть также, что весовое количество агента ( $G_2$  кг/час), циркулирующее в нижней ступени каскадного цикла, не равно весовому количеству агента ( $G_1$  кг/час), циркулирующего в верхней ступени.

Количество агента, циркулирующего в нижней ступени, определяется заданной холодопроизводительностью, величину же  $G_1$  легко найти, составив тепловой баланс в испарителе-конденсаторе.

$$G_1 (i_{A1} - i_{F1}) + \Delta Q_{01} = G_2 (i_{B2} - i_{D2}),$$

где:  $\Delta Q_{01}$  — потери холодопроизводительности верхней ступени в окружающую среду, а  $i_{A1}$ ,  $i_{F1}$ ,  $i_{B2}$  и  $i_{D2}$  — энтальпии в точках соответственно обозначениям на рис. 68.

Каскадный цикл, несмотря на дополнительную необратимость, связанную с теплообменом в испарителе-конденсаторе, оказывается более выгодным, так как каждая ступень каскада работает в меньшем диапазоне давлений и температур. Последнее благоприятно сказывается на объемном действии компрессора (коэффициент подачи имеет более высокое значение), особенно в случае, когда в каждом каскаде применяется двуступенчатое сжатие.

Особенное значение каскадный цикл имеет для глубокого охлаждения, где он часто применяется.

Каскадный цикл может быть применен также и при работе тепловым насосом для получения более высокой температуры конденсации в тех случаях, когда диапазон температур достаточно велик.

Упомянутые ранее нормы компрессоров позволяют удобно использовать обычные конструкции компрессоров для работы каскадным циклом: аммиак — фреон.

Пример. Определить, насколько возрастает работа по сравнению с теоретическим каскадным циклом при наличии конечной разности температур в испарителе-конденсаторе для следующих условий: температура переохлаждения аммиака  $t = +25^\circ$ ; температура кипения аммиака в испарителе, равная в теоретическом случае температуре конденсации

паров фреона в нижнем каскаде  $t'_0 = -20^\circ$ ; холодопроизводительность верхнего (аммиачного) каскада установки  $Q_{01} = 50\,000$  ккал/час; действительная температура конденсации паров фреона  $t' = -15^\circ$ .

Избыток работы, связанный с необратимым теплообменом между аммиаком и фреоном, может быть легко определен после вычисления приращения энтропии системы.

Если считать, что все тепло от фреона к аммиаку будет передано при температуре  $-15^\circ$ , то приращение энтропии в час составит:

$$\Delta S = Q_{01} \left( \frac{1}{T'_0} - \frac{1}{T'} \right) = 50\,000 \left( \frac{1}{253} - \frac{1}{258} \right) = 3,8 \text{ ккал/}^\circ\text{K}.$$

Тогда избыточная работа, в связи с необратимостью теплообмена составит:

$$\Delta AL = T\Delta S = 298 \cdot 3,8 = 1140 \text{ ккал/час},$$

что требует избыточной мощности двигателя:

$$\Delta N = \frac{1140}{632} = 1,3 \text{ л. с.}$$

Из-за необходимости охлаждения перегретого пара часть тепла от фреона к аммиаку будет передаваться при более высокой температуре, чем  $-15^\circ$ , что приведет к большему значению избыточной работы.



## ГЛАВА V

### ЦИКЛЫ ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

К холодильным машинам, потребляющим извне тепловую энергию, относятся два типа машин: парожекторные и абсорбционные.

Холодильные машины этих типов потребляют извне не механическую, а тепловую энергию, однако для осуществления обратного цикла в самой установке затрачивается механическая работа. Таким образом, эти машины как бы выполняют две функции: превращают тепло в механическую работу и получают за счет этой работы холод. Следовательно, в этих машинах мы имеем как прямой, так и обратный циклы.

В парожекторных машинах в качестве рабочего агента чаще всего используют воду. Завод „Компрессор“ значительно снизил расход пара в вакуумводяных парожекторных машинах, что открывает широкие перспективы для их использования при дешевом источнике греющего пара, для целей кондиционирования воздуха и в других случаях, когда нужны сравнительно высокие температуры.

#### I. Теоретический цикл парожекторной (вакуумводяной) холодильной машины

Вода, как холодильный агент, обладает по сравнению с другими веществами, применяемыми в холодильной технике, специфическими свойствами. Эти свойства заключаются в том, что необходимо иметь чрезвычайно низкие давления испарения и громадные удельные объемы пара.

В табл. 27 приведены данные, характеризующие сухой насыщенный водяной пар при низких температурах.

Если, например, температура кипения в холодильной машине равна  $-10^\circ$ , то потребовалось бы поддерживать давление  $p_0 = 0,00294$  ата и удельный объем пара при этой

Таблица 27

Температура $t^\circ \text{C}$	Давление $p$ ата	Удельный объем $v$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$t^\circ$	$p$ ата	$v''$ $\text{м}^3/\text{кг}$	$t^\circ \text{C}$	$p$ ата	$v''$ $\text{м}^3/\text{кг}$
-20	0,00131	995	0	0,00622	211	+20	0,0238	57,8
-19	0,00142	920	+1	0,00669	198	+21	0,0284	54,5
-18	0,00154	848	+2	0,00718	185	+22	0,0270	51,4
-17	0,00167	782	+3	0,00773	175	+23	0,0287	48,6
-16	0,00182	722	+4	0,00827	161	+24	0,0305	45,9
-15	0,00197	667	+5	0,00887	150	+25	0,0324	43,4
-14	0,00214	615	+6	0,00950	141	+26	0,0343	41,0
-13	0,00232	568	+7	0,01018	132	+27	0,0363	38,8
-12	0,00251	526	+8	0,01090	123	+28	0,0389	36,8
-11	0,00271	486	+9	0,01167	116	+29	0,0408	34,8
-10	0,00294	451	+10	0,0125	106,4	+30	0,0432	32,9
-9	0,00318	418	+11	0,0134	99,7	+31	0,0452	31,2
-8	0,00343	388	+12	0,0143	93,7	+32	0,0486	29,6
-7	0,00370	359	+13	0,0153	87,9	+33	0,0513	28,0
-6	0,00399	332	+14	0,0163	83,0	+34	0,0543	26,6
-5	0,00430	307	+15	0,0174	77,9	+35	0,0573	25,2
-4	0,00464	282	+16	0,0186	73,2	+36	0,0606	23,9
-3	0,00500	262	+17	0,0197	69,0	+37	0,0641	22,7
-2	0,00538	244	+18	0,0211	65,1	+38	0,0671	21,6
-1	0,00580	227	+19	0,0224	61,4	+39	0,0715	20,5

температуре равнялся бы  $401 \text{ м}^3/\text{кг}$ , т. е. был бы, примерно, в 580 раз больше, чем удельный объем воздуха при нормальных условиях. Конечно, отсасывание таких огромных объемов пара при применении обычных конструкций компрессоров практически невозможно. Эта задача вполне выполнима, если пользоваться пароструйными эжекторами. Поэтому пароструйный эжектор и используется в холодильной машине, работающей водой.

На рис. 69 изображена схема парожекторной вакуумводяной холодильной машины. Рабочим веществом является вода. При необходимости температуры ниже  $0^\circ$  применяют водный раствор поваренной соли или хлористого кальция.

Испаритель 5 состоит из горизонтального кожуха, в верхнюю часть которого из холодильной камеры подается нагретая вода (или рассол). Вода в виде мелкого дождя, образующего большую поверхность мелких капель, падает вниз. Попадая в пространство, где поддерживается глубокий вакуум, она частично испаряется, понижая при этом температуру остальной в жидком виде воды (или рассола), так как отнимает скрытую теплоту парообразования.

Таким образом, физический процесс в испарителе этой установки отличается от процесса, совершающегося в испарителе обычной компрессионной машины, где кипение происходит за счет внешне подводимого тепла. Охлажденная вода собирается в нижней части испарителя и подается цен-



требным насосом 12 в холодильную камеру, где, совершив холодильное действие, снова нагревается и, пройдя по трубопроводу 1 через РВ, управляемый с помощью поплавкового регулятора уровня 7, поступает в испаритель.

Остальная часть установки служит для поддержания в испарителе глубокого вакуума, т. е. для сжатия и удаления образующегося холодного пара и воздуха, проникающего через неплотности. Для этой цели служит эжектор 3.

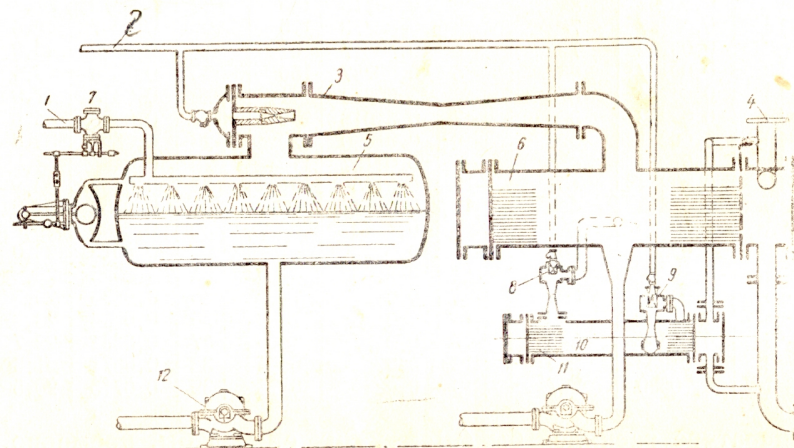


Рис. 69. Схема эжекторной холодильной машины:

1 — вход воды (или рассола), нагретой в холодильной камере; 2 — трубопровод рабочего пара; 3 — главный эжектор; 4 — выход охлаждающей воды из конденсатора; 5 — испаритель; 6 — главный конденсатор; 7 — поплавковый регулятор уровня; 8 и 9 — вспомогательные эжекторы; 10 — камера атмосферного давления; 11 — выпуск воздуха; 12 — трубопровод охлаждающей воды, поступающей в камеру.

Рабочий пар, необходимый для эжекции, по трубопроводу 2 подается в сопло Лавала. Расширяясь в сопле, пар приобретает большую скорость и засасывает через камеру смешения холодные пары из испарителя. Смесь рабочего и холодного пара, проходя через диффузор, теряет скорость и повышает давление; при таком, более высоком давлении, она попадает в обычный конденсатор 6, охлаждаемый водой. Конденсат удаляется из конденсатора центробежным насосом и по трубопроводу подается в систему питания котла. Для удаления из конденсатора воздуха служит спаренный холодильник 11 и вспомогательные эжекторы 8 и 9. Эти эжекторы питаются рабочим паром через общий паропровод 2.

Если отношение давления в конденсаторе и испарителе большое, то устанавливаются два и более последовательно включенных эжектора. В первой ступени происходит сжатие от давления испарения  $p_0$  до промежуточного давления  $p'$ ,

затем пар, а вместе с ним и воздух, сжимаются во второй ступени до давления в конденсаторе  $p_1$ .

Эжектор выполняет одновременно функции компрессора, сжимая холодные пары от давления испарения до давления конденсации, и преобразователя тепловой энергии в механическую энергию движения струи пара.

Эжектор состоит из трех основных частей:

- 1) сопла Лавала, присоединенного к источнику пара высокого давления (к котлу);
- 2) камеры смешения, окружающей сопло и соединяющейся с испарителем;
- 3) диффузора, служащего для преобразования кинетической энергии смеси холодного рабочего пара и воздуха в энергию давления.

Пар, поступающий в сопло под высоким давлением, выходя, расширяется до низкого давления, приобретает большую скорость порядка — 1000 м/сек. и выше. Холодные пары и воздух из испарителя увлекаются движущейся с большой скоростью струей пара, выходящей из сопла, смешиваются и поступают в диффузор. При смешении скорость струи понижается. Смесь паров в конце диффузора приобретает давление, необходимое для конденсации в конденсаторе.

При рассмотрении процессов и расчете эжекторной установки необходимо принимать во внимание наличие воздуха в испарителе и конденсаторе. Несмотря на тщательные уплотнения, применяемые в вакуумустановке, совершенно избежать присутствия воздуха не удается, так как из-за низких давлений, господствующих в испарителе и конденсаторе, приток воздуха неизбежен. В этом случае самые незначительные неплотности приводят к интенсивному проникновению наружного воздуха, так как скорость истечения пропорциональна отношению давлений.

Полное давление в испарителе и конденсаторе по закону Дальтона будет равняться сумме парциальных давлений пара и воздуха ( $p = p_a + p_v$ ); таким образом, эти давления будут выше значений давлений водяного пара (по табл. 27), взятых при температурах конденсации  $t_1$  и испарения  $t_0$ .

Теоретические процессы, совершающиеся в эжекторной установке изображены (рис. 70) в  $T-S$  диаграмме. Процесс испарения жидкости (воды или рассола) в испарителе изобразится отрезком АВ.

Процесс расширения рабочего пара в соплах, поступающего в эжектор с давлением  $p$ , изображается отрезком адиабаты FG. По выходе из сопел рабочий пар смешивается в камере смешения с паром из испарителя; состояние после смешения может быть изображено точкой E.



Смесь паров, проходя диффузор, сжимается до давления  $p_1$ ; если сжатие считать адиабатическим, то оно изобразится вертикальным отрезком  $EC$ . Отрезок  $CD$  изображает процесс конденсации пара в конденсаторе.

Присутствие воздуха весьма отрицательно отражается на расходе рабочего пара, так как требуется отсасывать воздух из испарителя и удалять его из конденсатора в атмосферу.

Основная затрата энергии в эжекторной установке определяется коэффициентом эжекции, который равен отношению количества подсасываемого холодного пара ( $G$ ) к количеству рабочего пара ( $G_b$ ):

$$K = \frac{G}{G_b}.$$

Коэффициент  $K$  зависит от температур в испарителе и конденсаторе  $t_0$  и  $t$ , а также от степени необратимости процессов, происходящих в сопле, камере смешения и диффузоре.

Из процесса, происходящего в эжекторе и диффузоре, видно, что в эжекторной установке затрачивается не механическая, а тепловая энергия, но в самой установке происходит трансформация тепловой энергии в механическую работу. Эта механическая работа (кинетическая энергия пара, вытекающего из сопла) затрачивается в диффузоре на сжатие смеси. Работа сжатия 1 кг паровой смеси в диффузоре в идеальном случае будет:

$$AL_{см} = i_c - i_E.$$

Таким образом, в эжекторной установке холодильная машина объединяется с тепловой, т. е. осуществляется прямой цикл, в котором происходит превращение тепла в работу, и обратный, благодаря которому тепло переносится от температурного уровня  $t_0$  к температурному уровню  $t_1$ .

Холодопроизводительность 1 кг холодного пара определяется разностью энтальпий в точках  $B$  и  $A$ . Таким образом,

$$q_0 = i_B - i_A.$$

Если на получение 1 кг рабочего пара затрачено в котле  $q_1$  кал. тепла, то тепловой коэффициент, характеризующий чи-

сло калорий холода, получаемых при затрате 1 ккал тепла, будет равен:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_1}. \quad (1)$$

## 2. Действительный цикл парозежекторной холодильной машины

✓ Действительные процессы, совершающиеся в эжекторной установке, отклоняются от описанных выше теоретических процессов. Эти отклонения следующие:

1. Ввиду необратимости процесса расширения пара в сопле процесс будет отклоняться от обратимой адиабаты. Точка, характеризующая конечное состояние рабочего пара по выходе из сопла, будет лежать вправо от точки  $G$ , изображенной на рис. 70.

2. Вследствие наличия сопротивлений при проходе паров из испарителя в камеру смешения давление в последней ( $p_2$ ) должно поддерживаться более низким, чем давление  $p_0$  в испарителе. Только при разности давлений  $(p_0 - p_2)$  холодные пары с конечной скоростью будут поступать в камеру смешения эжектора. Для того, чтобы уменьшить степень необратимости при ударе струй в камере смешения, целесообразно, чтобы начальная скорость холодного пара, поступающего в камеру смешения, была в пределах 200—300 м/сек.

3. Действительный процесс в диффузоре, как и процесс расширения в сопле, отклоняется вправо от обратимой адиабаты. В результате необратимого сжатия в диффузоре может образоваться перегретый, а не влажный пар.

Действительные процессы эжекторной машины изображены сплошными линиями на рис. 71, где:  $FG_2$  — действительный процесс расширения рабочего пара в сопле;  $EC'$  — действительный процесс сжатия в диффузоре;  $ab$  — сжатие жидкости в насосе перед подачей в котел;  $lm$  — расширение холодных паров от давления  $p_0$  до давления  $p_2$ .

Расчет эжекторной установки удобнее всего вести по методу, предложенному Я. З. Казавчинским, основанному на аналитическом определении коэффициента эжекции. Получив коэффициент эжекции для заданных условий работы, легко определить все величины, характеризующие работу, а также получить данные для определения основных размеров.

Введем дополнительно следующие обозначения:

- $Q$  — тепло, подведенное в котле, в ккал/час;
- $Q_1$  — тепло, отведенное в конденсаторе, в ккал/час;
- $AL_n$  — работа питательного насоса, в ккал/час;
- $i$  — теплосодержание рабочего пара при входе в сопло;
- $i_G$  — теплосодержание рабочего пара в конце адиабатического расширения до давления  $p_2$ ;



$i_0''$  — теплосодержание холодного пара при выходе из испарителя;  
 $i_2$  — теплосодержание холодного пара в конце расширения в камере смешения от давления  $p_0$  до давления  $p_2$ ;  
 $i_3$  — теплосодержание пара при выходе из диффузора;  
 $i_1'$  — теплосодержание жидкости при выходе из конденсатора;  
 $i_b$  — теплосодержание жидкости при выходе из насоса;  
 $i_E$  — теплосодержание паров при входе в диффузор;

При этих обозначениях имеем:

$$Q = G_b (i - i_b), \quad (2)$$

$$Q_0 = G (i_0'' - i_1'), \quad (3)$$

$$Q_1 = (G_b + G) (i_3 - i_1'), \quad (4)$$

$$AL_{II} = G_b (i_b - i_1'). \quad (5)$$

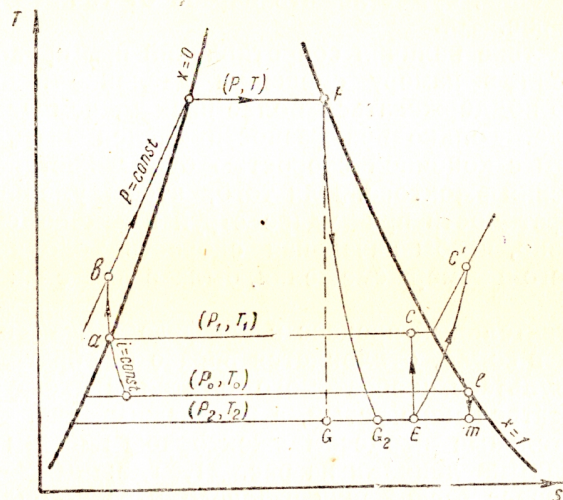


Рис. 71. Действительные процессы эжекторной машины в  $T-S$  диаграмме.

Уравнение теплового баланса дает:

$$Q + AL_{II} + Q_0 = Q_1 \quad (6)$$

Пользуясь уравнениями (2), (3), (4), (5) и (6), получим:

$$\begin{aligned}
 (G_b + G) (i_3 - i_1') &= G (i_0'' - i_1') + G_b (i_b - i_1') + G_b (i - i_b) = \\
 &= G (i_0'' - i_1') + G_b (i - i_1'). \quad (7)
 \end{aligned}$$

Вводя коэффициент эжекции в формулу (7), имеем:

$$i + K i_0'' = (K + 1) i_b. \quad (8)$$

Это уравнение выражает закон сохранения энергии, отнесенный ко всему эжектору.

Дальнейший расчет направлен на определение коэффициента эжекции, найдя который при заданных параметрах рабочего пара и давлении в испарителе, можно произвести расчет основных элементов эжекторной холодильной машины.

На рис. 72 схематически показано устройство эжектора с цилиндрической камерой смешения, симметрично охватывающей рабочее сопло  $l$ . Цилиндрическая форма камеры смешения, ограниченная сечениями  $aa$  и  $bb$ , наиболее целесообразна, так как создает благоприятные условия для смешения холодильных и рабочих паров.

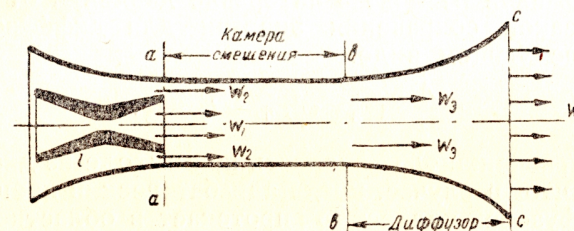


Рис. 72. Схема элементов эжектора.

✓ Диффузор, ограниченный сечениями  $bb$  и  $cc$ , может служить не только для повышения давления и уменьшения скорости, но частично в начальных своих сечениях выполнять еще функции камеры смешения; может быть, и обратное положение, когда в конце камеры смешения (левее сечения  $bb$ ) уже происходит нарастание давления. Однако при расчете примем, что в начальном и конечном сечениях камеры смешения давления равны.

Обозначая через  $\eta_c$  и  $\eta_k$  к.п.д. рабочего сопла и камеры смешения, можно записать следующих два выражения для скорости рабочего пара при выходе из рабочего сопла  $w_1$  и скорости холодного пара при входе в камеру смешения  $w_2$ :

$$w_1 = 91,53 \sqrt{(i - i_G) \eta_c} \quad (9)$$

$$w_2 = 91,53 \sqrt{(i_0'' - i_2) \eta_k}. \quad (10)$$

Применяя закон количества движения к камере смешения, можно записать следующее выражение:

$$\left( \frac{G_b + G}{g} \right) w_3 - \left( \frac{G_b}{g} w_1 + \frac{G}{g} w_2 \right) \varphi = 0. \quad (11)$$

Или, вводя коэффициент эжекции, получим:

$$(K + 1) w_3 - (w_1 + K w_2) \varphi = 0. \quad (12)$$

В этом уравнении  $w_3$  — скорость выхода смеси паров из камеры смешения и  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий потерю



скорости вследствие трения о стенки в камере смешения.

Если применить закон сохранения энергии в эжекторе до входного сечения диффузора, то можно записать следующее уравнение:

$$i + K i_0'' = (K + 1) \left( i_E + \frac{A w_3^2}{2g} \right). \quad (13)$$

Введем в расчет к.п.д. диффузора  $\eta_d$ , представляющий отношение перепада теплосодержания при адиабатическом сжатии паров в диффузоре  $(i_c - i_E)$  к действительному перепаду теплосодержания  $(i_a - i_E)$  в интервале давлений от  $p$  до  $p_2$ .

Тогда закон сохранения энергии для диффузора запишется в следующем виде:

$$\frac{A}{2g} (w_3^2 - w_4^2) \eta_d = i_c - i_E. \quad (14)$$

В этом уравнении  $w_4$  — скорость при выходе из диффузора. Докажем, что в случае, когда адиабатический процесс сжатия в диффузоре полностью протекает в области насыщения или полностью в области перегрева, то между теплосодержаниями  $i_c$  и  $i_E$  существует линейная зависимость.

Рассмотрим сначала случай, когда процесс адиабатического сжатия протекает в области насыщения. В этом случае возможно записать следующие выражения для энтропий в точках  $E$  и  $C$  (см. рис. 71):

$$S_c = S_1' + \frac{i_c - i_1'}{T_1} \quad (15)$$

$$S_E = S_2' + \frac{i_E - i_2'}{T_2}, \quad (16)$$

где:  $i_1'$  и  $i_2'$  — энтальпии на нижней пограничной кривой при температурах  $T_1$  и  $T_2$ , соответственно.

Учитывая, что  $S_c = S_E$ , получим:

$$i_c = m i_E + n, \quad (17)$$

где:

$$m = \frac{T_1}{T_2} \quad (18)$$

и

$$n = i_1' - \frac{T_1}{T_2} i_2' + T_1 (S_2' - S_1'). \quad (19)$$

Если процесс сжатия протекает полностью в области перегретого пара, то, воспользовавшись уравнением Каллендара<sup>1</sup>, можно получить:

$$i_c - i_E = (i_E - 464) \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{8/13} - 1 \right], \quad (20)$$

<sup>1</sup> А. П. Бирюков. Новые уравнения, таблицы и  $i-S$  диаграммы для водяного пара, ОНТИ, 1938.

т. е. зависимость также линейную, при этом, записывая в форме аналогичной уравнению (17), будем иметь:

$$m = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{8/13} \quad (21)$$

$$n = 464 (1 - m). \quad (22)$$

Если процесс протекает большей своей частью в области насыщения, хотя и заканчивается в области перегрева, то, как показывают расчеты, можно пользоваться для вычисления величин  $m$  и  $n$  формулами (18) и (19); если же большая часть процесса лежит в области перегрева, то для расчета возможно пользоваться формулами (21) и (22).

В уравнении (12), (13), (14) и (17) входят четыре неизвестные величины:  $K$ ,  $w_3$ ,  $i_c$  и  $i_E$ , решая их совместно относительно коэффициента эжекции  $K$ , получим:

$$(K + 1)^2 (i_0'' - M \varphi^2 w_2^2 + N) + (K + 1) [i - i_0'' - 2 M \varphi^2 w_2 (w_1 - w_2)] - M \varphi^2 (w_1 - w_2)^2 = 0 \quad (23)$$

В этом уравнении через величины  $M$  и  $N$  обозначено:

$$M = \frac{A}{2g} \cdot \frac{\eta_d + m - 1}{m - 1}, \quad (24)$$

$$N = \frac{\frac{A}{2g} \eta_d w_4^2 + n}{m - 1}. \quad (25)$$

Если известны начальные параметры рабочего и холодного пара, давления в конденсаторе, испарителе и камере смешения, то, задавшись величинами потерь от трения в рабочем сопле, камере смешения в диффузоре, можно, пользуясь уравнением (23), определить коэффициент эжекции  $K$ . Для этого нужно предварительно выяснить, в какой области протекает преимущественно процесс сжатия в диффузоре, тогда возможно определить коэффициенты  $m$  и  $n$  в уравнении (17).

Для этого целесообразно поступить следующим образом: предположив, что процесс сжатия протекает большей частью в области насыщения, определим коэффициенты  $m$  и  $n$  по формулам (18) и (19), после чего найдем коэффициенты эжекции  $K$  по уравнению (24). Зная  $K$  и используя уравнение (12) и (13), определим теплосодержание  $i_E$  при входе в диффузор.

Это дает возможность, воспользовавшись  $i-S$  диаграммой, проверить правильность сделанного предположения, что сжатие протекает в области насыщения.

Если предположение не оправдалось и большая часть процесса сжатия лежит в области перегрева, то следует



сделать повторный расчет, определяя коэффициент эжекции и пользуясь для вычисления  $m$  и  $n$  формулами (21) и (22).

Поперечное сечение рабочего сопла (или сопел), камеры смешения и сечений диффузора нетрудно определить по скоростям, весовым расходам и удельным объемам пара, если определено его состояние.

Расчет сопел производится по известным из теории истечения зависимостям.

Сумма поперечных сечений сопел в самом узком сечении определится из уравнения:

$$G_b = 3600 \cdot 1,99 f_0 \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (26)$$

где:  $p$  и  $v$  — начальные параметры рабочего пара (до процесса истечения).

Сумма выходных поперечных сечений сопел определяется из уравнения сплошности движения:

$$f = \frac{G_b v'}{3600 w_1}. \quad (27)$$

Удельный объем  $v'$  легко определить по энтропийной диаграмме (объем в точке  $G_2$ ).

Задавшись углом конусности сопел, который берется обычно в пределах от 8 до 10° и зная сечения, можно определить длину сопел.

Расчет диффузора производится следующим образом. Начальное сечение рассчитывается по входной скорости смеси рабочего, холодного пара и воздуха ( $w_3$ ).

Тогда входное сечение диффузора, необходимое для прохода пара, будет равно:

$$F_i = \frac{(G + G_b) v_3}{3600 w_3}. \quad (28)$$

Вычислив скорость и пользуясь уравнением сплошности, можно определить любое сечение диффузора по формуле:

$$F_i = \frac{(G + G_b) v_i}{3600 w_i}.$$

В изложенном методе не было учтено то обстоятельство, что в камеру смешения всасывается не только холодный пар, но и воздух, проникающий в установку через неплотности, ввиду глубокого вакуума, господствующего в испарителе. Кроме того, воздух попадает в установку вследствие растворения его в котельной воде.

✓ Наличие воздуха скажется прежде всего на том, что будет повышено давление в испарителе  $p_0$ , представляющее сумму парциальных давлений пара и воздуха. В связи с этим потребуется дополнительный расход пара на всасывание, сжатие и удаление его из системы.

В современных эжекторных установках, ввиду небольших количеств воздуха, эта дополнительная работа на удаление воздуха, т. е. на работу дополнительного двуступенчатого эжектора, составляет, примерно, от 10 до 15% расхода пара на работу главного эжектора.

При расчете сечений нет необходимости принимать во внимание (в соответствии с законом Дальтона) объем проходимого воздуха, так как последний занимает тот же объем, что и пар. Поэтому расчет размеров эжектора нужно вести только по объемам проходимого пара, вводя при этом парциальное давление пара. Однако всасывание воздуха в камеру смешения вместе с паром будет сказываться на понижении скорости  $w_3$  при входе в диффузор.

Как указывалось в первой главе, в качестве энергетической характеристики работы холодильных машин, потребляющих тепло (абсорбционных и парозежекторных), обычно принимается тепловой коэффициент  $\zeta$ , представляющий отношение полученного холода  $Q_0$  к затраченному теплу в котле  $Q$ :

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q}.$$

На основании второго начала термодинамики возможно определить то минимальное значение величины  $Q_{\min}$  и, следовательно, то предельное значение коэффициента  $\zeta$ , которое может быть достигнуто в абсорбционной и эжекторной установках.

Это количество тепла  $Q_{\min}$  соответствует вполне определенной максимальной работе, которая могла бы быть совершена при реализации прямого цикла Карно, работающего в интервалах температур от  $T$  до  $T_1$ . Здесь  $T$  — та температура, при которой происходит сообщение тепла рабочему телу, а  $T_1$  — температура окружающей среды.

Работа эта будет равна:

$$AL = \frac{T - T_1}{T} Q_{\min}.$$

С другой стороны, при осуществлении обратного цикла,  $Q_0$  будет определяться в соответствии с уравнением (7) из главы I:

$$Q_0 = AL \frac{T_0}{T_1 - T_0}.$$



Поэтому наибольшее значение коэффициента  $\zeta$  будет равно:

$$\zeta_{\max} = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{T - T_1}{T}.$$

Таким образом, в действительной холодильной установке, ввиду неизбежных потерь, всегда будет иметь место неравенство:

$$\zeta < \frac{T_0 (T - T_1)}{(T_1 - T_0) T}.$$

Степенью термодинамического совершенства эжекторной установки, следовательно, будет являться отношение действительного теплового коэффициента  $\zeta$  к этому предельному значению теплового коэффициента  $\zeta_{\max}$ .

Определив коэффициент эжекции, нетрудно получить значение теплового коэффициента, он равен:

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q} = \frac{G (i_0'' - i_1')}{G_b (i - i_b)} = K \frac{i_0'' - i_1'}{i - i_b}. \quad (29)$$

Вследствие того, что при заданном режиме работы величины энтальпий, входящие в выражение (29), известны, значение теплового коэффициента просто определяется по значению коэффициента эжекции.

Следует обратить внимание на то обстоятельство, что тепловой коэффициент эжекторной установки при заданных давлениях  $p$ ,  $p_1$  и  $p_0$  в значительной степени зависит от давления  $p_2$  в камере смешения. Анализируя картину явлений, происходящих в сопле, кольцевой камере, камере смешения и в диффузоре, легко прийти к заключению, что для определенных значений  $\eta_d$ ,  $\eta_c$  и  $\eta_k$  существует такое оптимальное давление  $p_2$ , при котором коэффициент эжекции и, следовательно, тепловой коэффициент машины имеет максимальное значение.

Для определения этого оптимального давления  $p_2$  следует задаться несколькими его значениями и, пользуясь выведенными соотношениями, построить зависимость коэффициента эжекции от  $p_2$  и выбрать то давление, которое отвечает максимуму коэффициента  $K$ .

Численный пример. Определить коэффициент эжекции и тепловой коэффициент эжекторной холодильной машины при следующих условиях работы:

давление в испарителе . . . . .  $p_0 = 0,01$  ата  
давление в конденсаторе . . . . .  $p_1 = 0,05$  " "  
давление в котле . . . . .  $p = 8$  " "

Давление в камере смешения принимаем равным  $p_2 = 0,008$  ата. Будем считать, что из котла к рабочим соплам поступает сухой насыщенный пар, а также, что холодный пар, поступающий из испарителя, является сухим насыщенным.

Далее принимаем:

коэффициент полезного действия рабочего сопла . .  $\eta_c = 0,9$   
коэффициент полезного действия кольцевой камеры  $\varphi = 0,97$   
коэффициент полезного действия диффузора с учетом потери с выходной скоростью . . . . .  $\eta_d = 0,82$

Пользуясь формулами (9) и (10), определим скорость рабочего пара при выходе из рабочего сопла и скорость холодного пара при входе в камеру смешения:

$$w_1 = 91,53 \sqrt{(661 - 442) 0,9} = 1270 \text{ м/сек.};$$

$$w_2 = 91,53 \sqrt{(600,1 - 593,5) 0,97} = 230 \text{ м/сек.}$$

Предполагая, что процесс проходит преимущественно в области насыщения и пользуясь формулами (18) и (19), находим:

$$m = \frac{305,6}{276,6} = 1,11;$$

$$n = 32,55 - 1,11 \cdot 3,5 - 0,1 \cdot 305,6 = -2;$$

определяем далее  $M$  и  $N$  из формул (24) и (25):

$$M = \frac{1}{427 \cdot 19 \cdot 6} = \frac{1,11 + 0,82 - 1}{0,11} = 0,001;$$

$$N = -\frac{2}{0,11} \approx -18.$$

Пользуясь формулой (23), определяем коэффициент эжекции  $K$  равным 0,9.

Проверка по формулам (13) и (14) показывает, что процесс сжатия в диффузоре протекает преимущественно в области насыщения, следовательно, значения величин  $m$  и  $n$  вычислены правильно.

Тепловой коэффициент машины определяем по формуле (29):

$$\zeta = 0,9 \frac{600 - 32,5}{663 - 33} = 0,82.$$

Если учесть расход рабочего пара на удаление воздуха, то полученное значение теплового коэффициента близко к тому опытному значению, которое имеет современная эжекторная холодильная машина.

Предельное значение теплового коэффициента будет равно:

$$\zeta_{\max} = \frac{T_0 (T - T_1)}{(T_1 - T_0) T} = \frac{266,3 \cdot (442,6 - 305,6)}{(305,6 - 266,3) \cdot 442,6} = 2,1.$$

Следовательно, степень термодинамического совершенства эжекторной холодильной машины будет:

$$\frac{\zeta}{\zeta_{\max}} = \frac{0,82}{2,1} = 0,39, \text{ или } 39\%.$$



Это отношение характеризует как степень совершенства прямого цикла, служащего целям преобразования тепла в работу, так и степень совершенства обратного холодильного цикла.

В тех случаях, когда требуется низкая температура испарения, необходимо поддерживать весьма низкое давление в испарителе; с помощью одного эжектора невозможно провести отсасывание паров такого низкого давления и сжатие их в конденсаторе до более высокого давления. В этом случае применяют два последовательно соединенных эжектора.

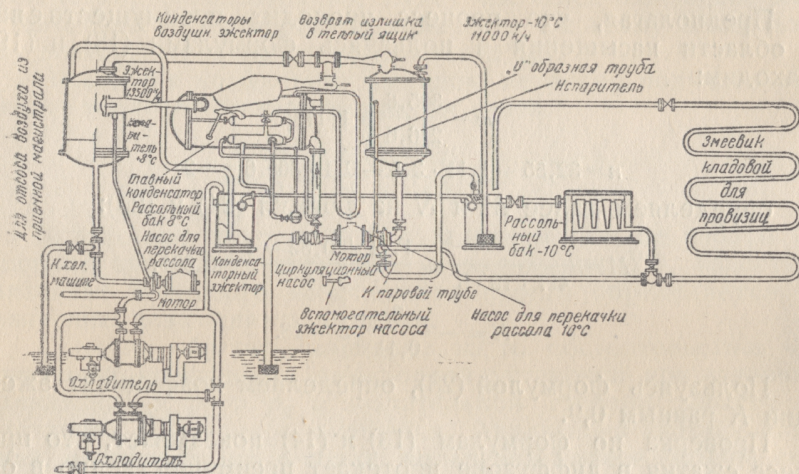


Рис. 73. Схема комбинированной эжекторной машины, холодопроизводительностью 40 000 ккал/час при  $+8^{\circ}\text{C}$  и 11 000 ккал/час при  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Иногда по условиям работы необходимо иметь две различные температуры испарения. Тогда применяют комбинированную эжекторную установку, позволяющую иметь две температуры испарения.

Комбинированная машина для охлаждения воздуха и охлаждения камер показана на рис. 73; она может работать при температуре рассола  $-10^{\circ}\text{C}$ , давая при этом 11 000 ккал/час и при температуре рассола  $+8^{\circ}\text{C}$  с холодопроизводительностью 40 000 ккал/час.

Эта установка состоит из следующих аппаратов и механизмов:

- 1) двух испарителей (одного на  $+8^{\circ}\text{C}$ , другого на  $-10^{\circ}\text{C}$ );
- 2) трех главных эжекторов;
- 3) одного конденсатора (главного);

4) двух последовательно включенных вспомогательных эжекторов первой и второй ступени с двумя холодильниками;

5) эжектора для откачки конденсата;

6) двух рассольных насосов (для рассола температурой  $+8$  и  $-10^{\circ}\text{C}$ );

7) циркуляционного насоса;

8) электромоторов для привода рассольных и циркуляционного насосов;

9) двух рассольных бачков с поплавковыми кранами;

10) арматуры и трубопроводов, а также вспомогательного эжектора для пуска центробежных насосов.

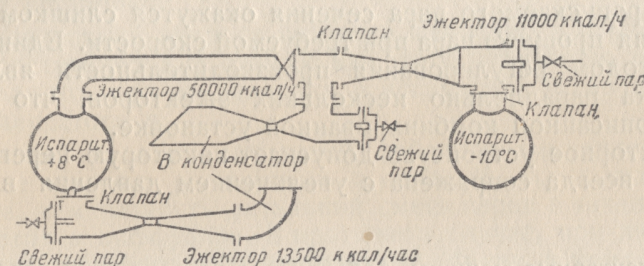


Рис. 74. Принципиальная схема включения эжекторов в комбинированной машине.

Рассол низкой температуры откачивается из второго испарителя и поступает в змеевики, находящиеся в холодильных камерах, и в льдогенератор. Главных эжекторов в установке три. Один из эжекторов, производительностью 50 000 ккал/час, может обслуживать как испаритель с высокой температурой испарения, так и испаритель с низкой температурой. При этом по отношению к эжектору в 13 500 ккал/час он может быть включен параллельно, а по отношению к эжектору в 11 000 ккал/час он включается последовательно и может в этом случае являться его второй ступенью. Последовательное включение эжекторов обуславливается необходимостью поддерживать в испарителе, имеющем температуру  $-10^{\circ}\text{C}$ , весьма низкое давление (всего около 2 мм рт. ст.). Так как в конденсаторе давление около 55 мм рт. ст., то общая степень сжатия приблизительно равна 28.

Принципиальная схема включения эжекторов в комбинированной машине дана на рис. 74.

Комбинированная установка позволяет осуществлять работу по различным вариантам в зависимости от требуемой холодопроизводительности и температуры. Так, например, для работы с малой холодопроизводительностью и высо-



кой температурой испарения ( $+8^\circ\text{C}$ ) необходимо выключить эжектор в 13 500 ккал/час, работая двумя другими.

✓ Одним из наиболее существенных недостатков, присущих всякой эжекторной установке, является то обстоятельство, что пароструйный эжектор может работать сравнительно эффективно только при полной нагрузке. При расчете эжектора предусматривается работа с вполне определенными количествами пара и при определенных давлениях всасывания и нагнетания.

Площади поперечных сечений различных частей эжектора рассчитываются на пропуск вполне определенных количеств пара при скоростях, необходимых для того, чтобы произвести требуемое сжатие. Поэтому, при снижении количества пропускаемого пара сечения окажутся слишком большими для пропуска пара при требуемой скорости. Единственным методом регулирования производительности является установка параллельно нескольким эжекторам, что и сделано в описанной комбинированной установке.

Эжекторное устройство допускает некоторую перегрузку, которая всегда сопряжена с увеличением давления в испарителе.

### 3. Эжекторные машины, работающие не водяными парами

Пароэжекторные машины, в которых вода заменена другими агентами, обладают тем преимуществом, что в них мо-

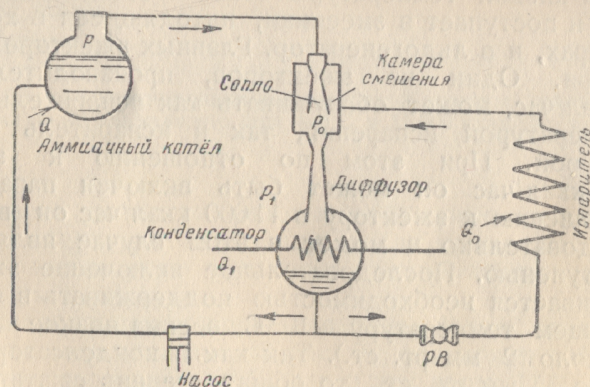


Рис. 75. Схема аммиачной эжекторной холодильной машины.

гут быть получены низкие температуры кипения без поддержания в испарителе глубокого вакуума.

Схема работы аммиачной эжекторной машины изображена на рис. 75.

Пары агента, образующиеся в котле, поступают в рабочие сопла, где, расширяясь, приобретают кинетическую энергию, которая используется в диффузоре для сжатия холодного пара от низкого давления испарителя до высокого давления в конденсаторе. Сконденсировавшийся аммиак частично подается насосом в аммиачный котел, а частично, пройдя через регулирующий вентиль, поступает в испаритель, производя холодильное действие.

Не останавливаясь на расчете такой пароэжекторной машины, который аналогичен изложенному ранее расчету водяной эжекторной машины, рассмотрим вопрос, тепло какого наиболее низкого потенциала может быть использовано в данной установке.

Кинетической энергии рабочего аммиачного пара должно быть достаточно для сжатия как этого количества пара, так и холодного пара от давления в испарителе  $p_0$  до давления в конденсаторе  $p$ .

Поэтому разность энтальпий рабочего аммиачного пара в начале и конце расширения в сопле ( $i - i_0$ ) должна быть больше, чем разность энтальпий смеси паров в начале и конце сжатия в диффузоре. В противном случае, при любом количестве рабочего пара невозможно будет в конденсаторе достичь нужного давления, которое бы обеспечило производство холода при заданной температуре  $t_0$ .

Проиллюстрируем высказанное положение на следующем примере.

Пример. Определить возможность работы аммиачной эжекторной установки в случае сообщения тепла в котле при температуре  $+50^\circ\text{C}$  ( $p = 20$  ата), если температура конденсации аммиака в конденсаторе равна  $+30^\circ\text{C}$  ( $p_1 = 12$  ата), а температура испарения  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  ( $p_0 = 3$  ата).

Кинетическая энергия рабочего пара (теоретическая) равна  $i - i_0 = 410 - 355 = 55$  ккал/кг.

Будем считать, что в начале сжатия в диффузоре после смешения получается сухой пар. Тогда для сжатия рабочего пара от давления 3 ата до давления 12 ата необходима кинетическая энергия, равная  $448 - 395 = 53$  ккал/кг.

Таким образом, в теоретическом случае, при отсутствии потерь в сопле и диффузоре, каждый килограмм рабочего пара сможет отдать на сжатие холодных паров:  $55 - 53 = 2$  ккал/кг.

Ясно, что с учетом потерь в сопле и диффузоре (в связи с необратимостью процессов) энергия, потребная на сжатие в диффузоре будет значительно превышать теоретическую кинетическую энергию рабочего пара. Таким образом, возможно сделать вывод, что установка при принятой температуре кипения в котле работать не будет. Для работы установки потребуется увеличить температуру кипения в аммиачном котле.



Задавшись потерями в рабочем сопле и диффузоре, нетрудно, пользуясь изложенным выше методом, определить ту максимальную температуру кипения аммиака в котле, при которой останется избыток действительной кинетической энергии рабочего пара, необходимый для сжатия холодного пара от давления  $p_0$  до давления  $p_1$ .

Для расчета аммиачной эжекторной машины на рис. 76 приводится  $T-S$  диаграмма для аммиака, построенная Я. З. Казавчинским<sup>1</sup> для высоких давлений.

В табл. 28 приводятся данные для насыщенных паров аммиака при температурах выше 50°C. С помощью приведенной диаграммы и таблицы возможно производить ориентировочные расчеты аммиачной эжекторной установки.

Таблица 28

Для насыщенных паров  $\text{NH}_3$  при  $t > 50^\circ$

Температура $t^\circ\text{C}$	Давление $P \text{ кг/см}^2$	Удельный объем жидкости $v'$ л/кг	Удельный объем пара $v''$ л/кг	Энтальпия жидкости $i'$ ккал/кг	Теплота парообразования ккал/кг	Энтальпия сухого пара $i''$ ккал/кг	Энтр. жидк. $S'$ ккал/кг $1^\circ$	$r$ Т ккал/кг $1^\circ$	Энтр. пара $S''$ ккал/кг $1^\circ$
55	23,55	1,864	55,8	63,3	245,6	308,9	0,209	0,748	0,957
60	26,92	1,834	48,8	69,3	238,5	307,8	0,226	0,716	0,942
65	30,92	1,866	42,8	75,8	231,5	307,3	0,245	0,685	0,930
70	33,80	1,907	37,7	82,4	224,5	306,9	0,265	0,655	0,920
75	38,00	1,937	33,2	89,0	216,5	305,5	0,283	0,623	0,906
80	42,30	1,977	29,3	95,4	208,0	303,4	0,302	0,589	0,891
85	47,07	2,022	25,5	102,0	199,0	301,0	0,321	0,556	0,877
90	52,30	2,071	22,8	108,8	190,0	298,8	0,339	0,524	0,863
95	57,80	2,126	20,0	115,6	179,5	295,1	0,359	0,488	0,847
100	63,90	2,188	17,6	123,7	169,0	292,7	0,380	0,453	0,833
105	70,50	2,261	15,4	132,1	157,5	289,6	0,402	0,417	0,819
110	77,30	2,347	13,4	141,5	144,0	285,5	0,427	0,376	0,803
115	85,0	2,454	11,57	151,0	129,3	280,3	0,450	0,333	0,783
120	92,8	2,594	10,0	162,1	113,0	275,1	0,478	0,288	0,766
125	101,4	2,798	8,26	174,4	91,0	265,4	0,513	0,228	0,741
130	110,4	3,177	6,33	194,4	56,0	250,4	0,565	0,130	0,704
132,9	116	4,283	4,283	224,5	0	224,5	0,640	0	0,640

Для того, чтобы определить порядок величины наиболее низкой температуры кипения аммиака в эжекторной машине, решим следующую численную задачу.

Пример. Определить нижний предел температуры кипения в котле аммиачной эжекторной машины при температуре кипения  $t_0 = -10^\circ$ , если температура конденсации  $t_1 = +25^\circ$ , общий к. п. д. диффузора равен 0,75 и к. п. д. сопла равен 0,94.

<sup>1</sup> Я. З. Казавчинский,  $T-S$  диаграмма для  $\text{NH}_3$  в области высоких давлений, Госмориздат, М. 1940.

Теоретическая работа сжатия 1 кг пара в диффузоре (считая, что после смешения получен сухой пар) равна 41 ккал/кг. Действительная работа сжатия в диффузоре будет:

$$\frac{41}{0,75} = 55 \text{ ккал/кг.}$$

Действительная располагаемая энергия рабочего пара должна быть больше этой величины для того, чтобы иметь возможность не только сжать рабочий пар в диффузоре, но также использовать его кинетиче-

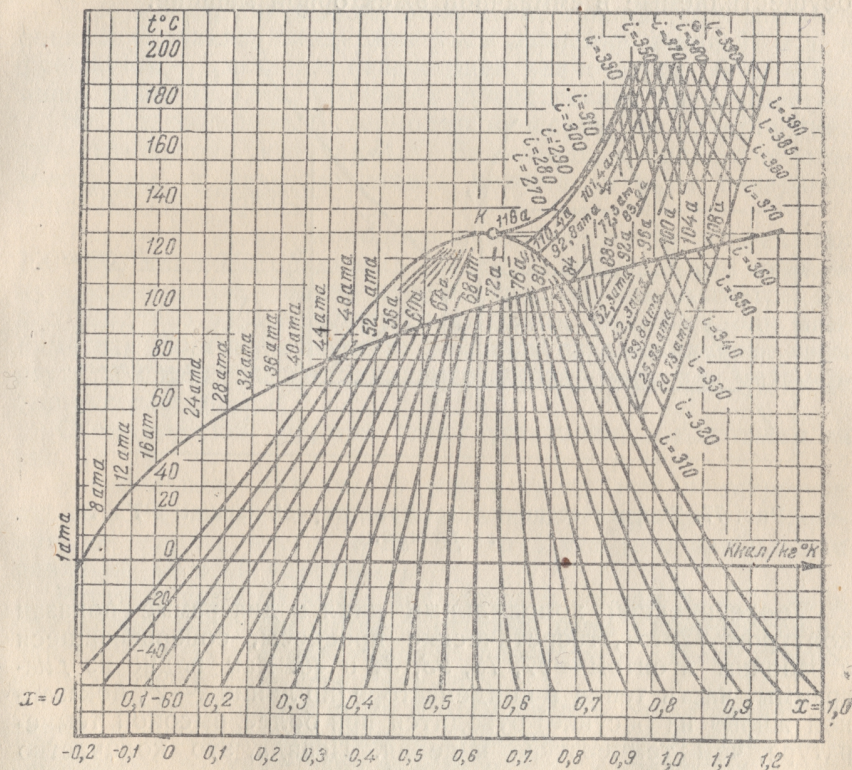


Рис. 76.  $T-S$  диаграмма для аммиака в области высоких давлений,

скую энергию для сжатия холодного пара, всасываемого из испарителя. Поэтому наименьшее значение кинетической энергии рабочего пара должно быть равно:

$$\frac{55}{0,94} = 58 \text{ ккал/кг.}$$



Пользуясь  $T-S$  диаграммой, изображенной на рис. 76 и табл. 28, находим, что при подаче в сопла сухого пара, адиабатическому перепаду энтальпии 58 ккал/кг (при достижении давления 3 ата) отвечает температура 60°.

Следовательно, для работы установки температура кипения должна быть выбрана выше этого предельного значения.

Интересно отметить следующий, парадоксальный с первого взгляда, факт. Рассматриваемая эжекторная установка может служить одновременно холодильной машиной и повышающим термотрансформатором для тепла низкого потенциала. На рис. 77 изображены прямой и обратный циклы, осуществляемые в аммиачной эжекторной машине.

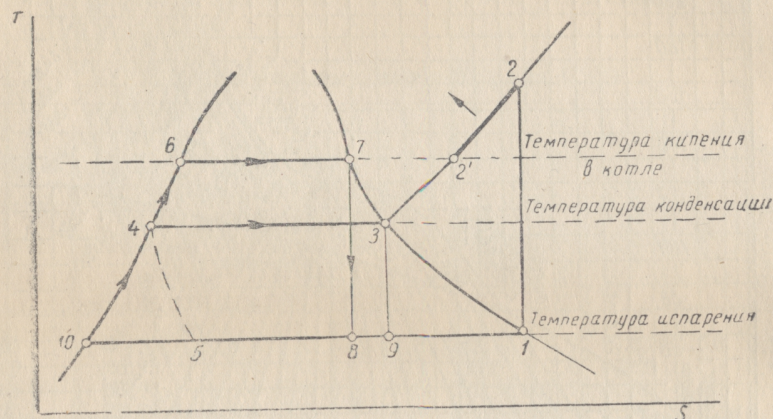


Рис. 77. Теоретические процессы эжекторной машины в  $T-S$  диаграмме.

Теоретический холодильный цикл в диаграмме показан контуром 123451, теоретические процессы, совершающиеся с рабочим агентом — 67, 78, 93, 34 и 46. Как видно из диаграммы, часть тепла в конденсаторе (по линии 2—2', показанной жирно на рисунке) отводится при более высокой температуре, чем температура кипения. Правда, это количество тепла, по сравнению с теплом более низкого потенциала, сообщаемое в процессе кипения в аммиачном котле (по линии 6—7), не велико и составляет, как показывают расчеты, всего несколько процентов от последнего.

Для сопоставления фреоновой машины с аммиачной определим для условий предыдущего примера ( $t_0 = -10^\circ$ ,  $t_1 = +25^\circ\text{C}$ ) наименьшую температуру кипения в фреоновой эжекторной установке.

Используя  $T-S$  диаграмму для фреона, находим, что теоретическая работа сжатия 1 кг фреоновых паров в диффузоре равна:  $140,75 - 136 = 4,75$  ккал/кг.

Действительная работа (при том же к.п.д. диффузора, что и в аммиачной машине):

$$\frac{4,75}{0,75} = 6,3 \text{ ккал/кг.}$$

Минимальное значение кинетической энергии рабочего пара будет равно:

$$\frac{6,3}{0,94} = 6,7 \text{ ккал/кг.}$$

Этому адиабатическому перепаду отвечает температура сухого пара 50°.

В то время, как в аммиачном котле должно, при рассмотренных условиях, поддерживаться давление выше 27 ата, в фреоновом — давление, отвечающее температуре 50°С, всего лишь равно 12,5 ата, что имеет существенное преимущество.

На благоприятные термодинамические и практические свойства фреона указывал И. С. Бадылькес, предлагая использовать его в качестве агента нижней ступени бинарного теплосилового цикла<sup>1</sup>.

При очень малой холодопроизводительности в пределах 100—200 ккал/час применить обычную водяную или аммиачную эжекторную машину невозможно, так как диаметры сопел рабочего пара получаются слишком малыми (доли миллиметра). Поэтому в качестве рабочего пара используют пары ртути, а в качестве холодильного агента — воду или незамерзающие растворы.

Схематический чертеж такой установки представлен на рис. 78.

В небольшом котелке  $a$  ртуть кипит при температуре около 350°; давление, соответствующее температуре кипения, не велико, всего лишь около 1 ата (это наибольшее давление во всей установке).

Ртутные пары из котла поступают к соплам  $b_1$  и  $b_2$  двух эжекторов. В первом сопле  $b_1$  ртутные пары расширяются до давления 0,043 ата, отвечающего давлению водяного раствора при температуре испарения —5°С.

Температура паров ртути в этом первом сопле падает до 155°С. В смесительной камере этого эжектора ртутные пары засасывают водяные пары из испарителя  $c$  и подают их в диффузор  $d_1$ , в котором происходит предварительное сжатие (первая ступень). В процессе сжатия конденсируется большая часть ртутных паров, так как наружная поверхность диффузора снабжена охлаждающими ребрами.

Вследствие большой разности температур между парами ртути и наружным воздухом, а также из-за высокого значе-

<sup>1</sup> Доклад доктора технических наук И. С. Бадылькеса в Энергетическом институте АН СССР 25 января 1941 г.



ния коэффициента теплоперехода от конденсирующихся паров ртути к внутренним стенкам диффузора теплопередача происходит весьма интенсивно, и для конденсации достаточна небольшая поверхность охлаждения.

Водяные пары, сжатые предварительно в первом эжекторе до давления 0,02 ата, сжимаются вместе с оставшимися несконденсированными ртутными парами в диффузоре  $d_2$  второго эжектора. В этом

диффузоре давление достигает 0,1 ата, оно поддерживается в конденсаторе  $e$ . Второй диффузор также снабжен ребрами охлаждения, благодаря чему в нем конденсируется большая часть ртутных паров. Таким образом, в конденсатор поступают почти только водяные пары.

Сконденсировавшаяся в конденсаторе вода поступает в испаритель, а ртуть под действием собственного веса возвращается обратно в котел.

Стекая обратно в котел, ртуть выполняет ряд функций, без которых невозможна была бы работа машины. Ртуть, вытекающая из первого диффузора  $d_1$  и из конденсатора  $e$ , используется для подачи воды из конденсатора в более высоко расположенный испаритель.

Для выполнения этого ртуть из U-образных трубок  $f_1$  и  $f_2$  поступает каплями в капиллярную трубку  $g_1$ , которая соединена с испарителем при помощи отделителя  $h_1$ . В этом отделителе ртуть отделяется от воды и стекает в котел, в то время как вода выжимается в более высоко расположенный испаритель.

Ртуть, вытекающая из второго диффузора, используется для удаления из аппаратов воздуха. Полное удаление воз-

духа из установки имеет огромное значение, так как парциальное давление их, ввиду низких давлений паров воды, составляет значительный процент от общего давления в установке.

Даже незначительное присутствие посторонних газов в аппаратах вызывает нарушение режима работы и повышает температуру испарения холодильного (водяного раствора).

Для удаления воздуха ртуть из второго диффузора  $d_2$  поступает в U-образную трубку  $l$ , а затем каплями протекает по капилляру  $g_2$ . Между каплями ртути замыкается некоторое количество воздуха, который засасывается из конденсатора. Эта капиллярная трубка  $g_2$  имеет достаточную высоту, чтобы сжать воздух до давления выше атмосферного. В сосуде  $h_2$  воздух отделяется и выходит наружу, а ртуть возвращается в котел.

Описанная эжекторная машина, по сравнению с вакуум-водяной эжекторной машиной, обладает рядом энергетических преимуществ.

Вследствие того, что адиабатический перепад для паров ртути значительно меньше, чем для паров воды, весовое количество рабочих паров, проходящих через сопла эжекторов, во много раз больше. Ввиду этого диаметры сопел, даже для малой производительности, не так малы. На 1 кг холодного водяного пара приходится около 30 кг ртутных паров. Поэтому при холодопроизводительности машины 100 ккал/час диаметр наименьшего сечения сопла равен 2 мм, в то время как в водяной эжекторной машине он равнялся бы всего лишь 0,4 мм.

Другое положительное свойство машины, в которой осуществляется прямой ртутный цикл и обратный водяной, — это сравнительно высокая степень обратимости процессов, совершающихся в эжекторном устройстве.

Пары ртути, в случае двуступенчатого сжатия, при выходе из сопел движутся всего лишь со скоростью около 300 м/сек (значительно большая скорость паров получается в паро-водяном эжекторе) и поэтому потери от удара в камере смешения и потери в диффузоре сравнительно не велики.

В результате испытаний описанной машины получено относительно высокое значение теплового коэффициента, равное 0,25.

Ввиду сложности этих машин, они сравнительно редко применяются.

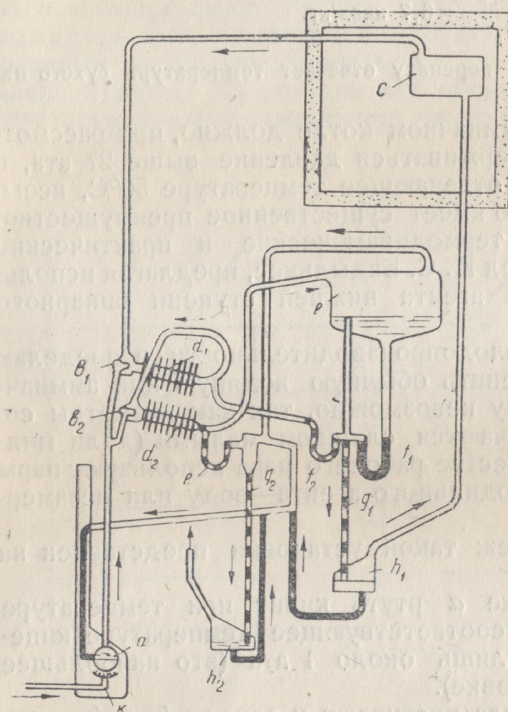


Рис. 78. Ртутная эжекторная машина:  $a$  — ртутный котел;  $e_1$  и  $e_2$  — эжекторы;  $c$  — испаритель;  $d_1$  и  $d_2$  — диффузоры;  $e$  — конденсатор;  $f_1$ ,  $f_2$  и  $l$  — U-образные трубки;  $g_1$  и  $g_2$  капиллярные трубки;  $h_1$  и  $h_2$  — отделители;  $k$  — газовая горелка.



ГЛАВА VI  
ЦИКЛЫ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

1. Принцип работы абсорбционной машины

Абсорбционные установки, как и парожекторные машины, потребляют извне не механическую работу, а тепловую энергию. Они выгодно отличаются от компрессионных тем, что дают возможность использовать тепло низкого потенциала в виде тепла отработавшего пара машины или тепла отходящих газов двигателей внутреннего сгорания. Кроме того, важным преимуществом абсорбционных холодильных установок является почти полное отсутствие движущихся механизмов, превращающее установку в совокупность одних только теплообменных аппаратов. Это обстоятельство способствовало особенному распространению абсорбционных машин в небольших установках, служащих для домашнего обихода (холодильные шкафы). В этих машинах отпадают все неудобства, связанные с механическим износом движущихся деталей, с необходимостью уплотнений, с наличием шума при работе и с необходимостью в смазке.

Особенно выгодны абсорбционные машины при низких температурах кипения.

В компрессионных машинах рабочим агентом является всегда какое-либо однородное вещество. В абсорбционных установках применяется не менее двух веществ. Одно из них является собственно холодильным агентом, а второе — абсорбентом (поглотителем). Иногда применяется и третье вещество, которое служит для увеличения абсорбционных свойств абсорбента или для выравнивания давлений в аппаратах установки.

Действие абсорбционной холодильной машины основано на применении бинарных смесей. Поэтому для уяснения принципа действия абсорбционной машины необходимо познакомиться с основными термодинамическими свойствами бинарных смесей, которые во многом отличаются от термодина-

мических свойств однородного вещества. В абсорбционных холодильных машинах применяют всегда такие бинарные смеси, которые состоят из компонентов с резко различными температурами кипения при одном и том же давлении. Компонент, кипящий при низкой температуре (легкокипящий), является холодильным агентом. Второй компонент, со значительно более высокой температурой кипения, имеет назначение поглощать — абсорбировать агент, поэтому он носит название абсорбента.

Раствор таких двух веществ при любом заданном давлении может иметь различные температуры кипения, так как температура кипения бинарной смеси зависит от концентрации раствора, т. е. от весового содержания в 1 кг раствора холодильного агента. При кипении раствора образуются пары, которые содержат главным образом легкокипящий агент; при этом чем больше при данном давлении разность температур кипения чистых компонентов, тем меньше в парах примеси абсорбента.

Второй существенной особенностью бинарных смесей является способность горячего жидкого раствора поглощать, т. е. абсорбировать, пары более низкой температуры при том же давлении.

Теория термодинамического равновесия для бинарной двухфазной системы приводит к следующему свойству, называемому законом Коновалова (первый закон Коновалова): при постоянной температуре раствора давление пара увеличивается с возрастанием концентрации того компонента, который содержится в большем количестве в паровой фазе. Так, например, в водно-аммиачном растворе при одной и той же температуре давление будет расти с увеличением концентрации аммиака. Чаще всего в абсорбционных установках в качестве бинарной смеси применяется водно-аммиачный раствор. Легкокипящий аммиак является холодильным агентом, вода — абсорбентом (иногда применяют и другие смеси, о которых будет сказано ниже).

Термодинамические свойства бинарных смесей дают возможность осуществить холодильный рабочий процесс. Простейшая схема абсорбционной холодильной машины непрерывного действия изображена на рис. 79. Абсорбционная установка, как и компрессионная, имеет конденсатор и испаритель с регулирующим вентилем между ними.

Пары холодильного агента, полученные в испарителе при давлении  $p_0$ , должны быть сжаты до такого давления  $p$ , при котором температура насыщения, соответствующая этому давлению, становится выше температуры окружающей среды. В отличие от компрессионной установки, где сжатие происходит за счет затраты механической энергии, в абсорбционной машине применяется термохимическая компрессия,



т. е. повышение давления агента посредством нагревания, для чего требуется тепло при температуре более высокой, чем температура окружающей среды.

При термо-химическом сжатии функцию компрессора выполняют два теплообменных аппарата: генератор и абсорбер, а также насос, служащий для подачи жидкого раствора в генератор.

Работа установки происходит следующим образом. В генератор поступает концентрированный (богатый) водно-аммиачный раствор: здесь к нему подводится тепло от какого-либо

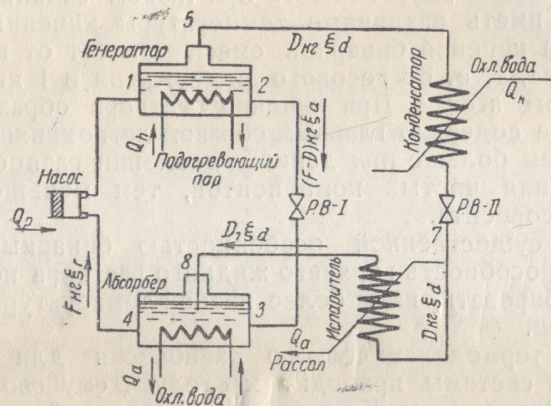


Рис. 79. Схема простой абсорбционной холодильной машины.

внешнего греющего источника; раствор начинает кипеть при постоянном давлении  $p$  и из него выделяются пары, содержащие главным образом легкокипящий агент — аммиак. Из генератора пары направляются в конденсатор, где, благодаря отнятию тепла, конденсируются. Жидкий агент, проходя через дроссельный вентиль РВ-II, понижает свое давление до давления испарения  $p_0$  и поступает в испаритель, где производит холодильное действие. Образующиеся в испарителе пары аммиака низкой температуры поступают в абсорбер; в нем обедненный ранее в генераторе жидкий раствор поглощает эти пары при том же давлении  $p_0$ . Поглощение паров аммиака бедным раствором сопровождается выделением тепла, которое отводится охлаждающей водой, циркулирующей через абсорбер. Раствор в результате поглощения насыщается агентом и при помощи жидкостного насоса подается обратно в генератор. Отсюда он после выпаривания вновь поступает в абсорбер, проходя по пути через дроссельный вентиль РВ-I, в котором давление жидкого бедного раствора понижается до давления в абсорбере. Таким образом, с помощью абсорбера происходит всасывание, а насоса и генератора — сжатие

раствора и холодильного агента. Так осуществляется замкнутая циркуляция обоих компонентов жидкого раствора, разделяемых в генераторе и воссоединяемых в абсорбере.

Разделение бинарной смеси на компоненты при помощи нагревания происходит не полностью; поэтому в парах холодильного агента всегда имеется незначительная примесь паров абсорбента, а бедный раствор после кипячения (отгонки) содержит еще значительную концентрацию агента. Невозможность отгонки из бинарного раствора чистых паров холодильного агента при осуществлении холодильного цикла является недостатком большей части бинарных смесей. Поэтому бинарная смесь, у которой соиспарение абсорбента при прочих равных условиях меньше, будет более благоприятной.

В абсорбционной установке механическая энергия затрачивается только в жидкостном насосе, но вследствие незначительности удельного объема жидкого раствора работа насоса, преодолевающего разность давлений  $(p - p_0)$ , весьма мала по сравнению с общим количеством затрачиваемой тепловой энергии. В генераторе из богатого раствора отгоняют почти чистый аммиак, а в абсорбере происходит обратное поглощение его бедным раствором.

Так как через различные элементы установки циркулируют неодинаковые количества рабочего вещества при различных концентрациях, то при расчете абсорбционной холодильной установки тепловому балансу должен предшествовать материальный баланс.

Установившееся состояние рабочего процесса возможно только в том случае, если в генераторе и абсорбере подводимые и отводимые в единицу времени количества раствора будут равны.

Пусть из абсорбера в генератор подается в час  $F$  кг богатого раствора концентрации  $\xi_r$ . За этот же промежуток времени в генераторе из раствора выпариваются  $D$  кг пара высокой концентрации  $\xi_d$  и  $(F - D)$  кг бедного раствора концентрации  $\xi_a$  возвращается в абсорбер. При установившемся состоянии, очевидно, для генератора должно быть выполнено условие:

$$F \xi_r = (F - D) \xi_a + D \xi_d.$$

Относя количество богатого раствора к 1 кг отогнанных в генераторе паров, получим удельную циркуляцию богатого раствора или кратность циркуляции раствора, т. е. количество циркулирующего раствора на 1 кг аммиака, отгоняемого в генераторе:

$$f = \frac{F}{D} = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}. \quad (1)$$



Величину  $(\xi_r - \xi_a)$  называют интервалом дегазации. Из формулы (1) видно, что кратность циркуляции  $f$  обратно пропорциональна интервалу дегазации.

Если обозначить через:

$Q_h$  — тепло, подведенное греющим источником в генераторе за час;

$Q_0$  — часовую холодопроизводительность;

$Q_p$  — тепловой эквивалент работы насоса за час;

$Q_k$  — тепло, отведенное из конденсатора за час;

$Q_a$  — тепло, отведенное из абсорбера за час,

то для всей машины при установившемся режиме будет справедливо равенство:

$$Q_h + Q_p + Q_0 = Q_k + Q_a$$

При расчетах обычно относят указанные количества тепла к 1 кг пара, отогнанного в генераторе, что легко можно сделать, разделив соответствующие часовые количества тепла на  $D$ . В этом случае тепловой баланс может быть выражен равенством:  $q_h + q_p + q_0 = q_k + q_a$ ,

$$\text{где: } q_h = \frac{Q_h}{D},$$

а остальные величины получены аналогично.

Для оценки эффективности абсорбционной машины, как и для эжекторной, пользуются тепловым коэффициентом  $\zeta = \frac{q_0}{q_c}$ , где:

$$q_c = q_h + q_p.$$

Тепловой коэффициент рассчитывают приближенно по формуле:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h},$$

пренебрегая относительно малым по величине тепловым эквивалентом работы насоса  $q_p$ .

Для сравнения абсорбционной установки с компрессионной, холодопроизводительность последней следует относить не к затраченной работе, а к теплу затраченного топлива, израсходованного в первичном двигателе для получения соответственного количества работы. Если обозначить через  $\eta$  общий к. п. д. первичного двигателя, который приводит в действие компрессор, то эквивалентное работе  $AL$  количество тепла, затрачиваемое в первичном двигателе, будет равно  $\frac{AL}{\eta}$ ; поэтому «тепловой коэффициент компрессионной установки» будет:

$$\zeta_k = \frac{Q_0 \eta}{AL}.$$

При оценке выгодности производства холода компрессионной или абсорбционной машиной следует сравнивать  $\zeta_k$  с  $\zeta$ . Исследования показали, что в зависимости от условий работы, т. е. от температуры испарения, конденсации и от ряда других факторов, компрессионная установка может дать лучшее или худшее теплоиспользование, чем абсорбционная установка.

Сопоставление  $\zeta_k$  с  $\zeta$  не может решить окончательно вопроса о целесообразности применения компрессионной, либо абсорбционной машины. Задача эта может быть решена естественно при учете значительного числа факторов, главным из которых следует признать техно-экономический.

Как уже указывалось, максимальное значение теплового коэффициента может быть определено из зависимости:

$$\zeta_{\max} = \frac{T_0}{T - T_0} \cdot \frac{T' - T}{T'}.$$

где:  $T_0$  — температура кипения агента в испарителе;  
 $T'$  — температура греющего пара в генераторе;  
 $T$  — температура воды охлаждающей агент в конденсаторе и в абсорбере.

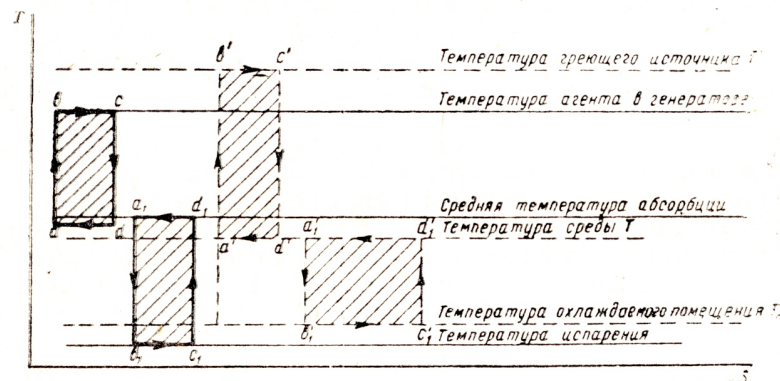


Рис. 80. Прямой и обратные циклы.

Это выражение для теплового коэффициента получается в том предположении, что процессы сообщения и отнятия тепла от рабочего тела протекают изотермически и вполне обратимо.

Таким образом, термодинамический эффект всех процессов, происходящих в холодильной абсорбционной машине, сводится к рассмотрению двух циклов: прямого и обратного. (Эти два цикла изображены на рис. 80 пунктиром).

Прямой цикл  $a'b'c'd'a'$  (рис. 80) осуществляется между температурами  $T'$  и  $T$ , а обратный  $a'1b'1c'1d'1$  между температурами  $T_0$  и  $T$ .



при полной обратимости процессов возможно считать, что вся механическая работа, получаемая в прямом цикле, расходуется на совершение обратного цикла, т. е. на производство холода.

Если теперь построить прямой и обратный циклы в энтропийной диаграмме на среднепланиметрических температурах в процессах сообщения и отнятия тепла от рабочего тела, то прямой цикл должен быть взят уже в более узком интервале температур, а обратный цикл напротив, в более широком интервале, чем тогда, когда процессы сообщения и отнятия тепла мы считали внешне обратимыми.

На рис. 80 представлены сплошными линиями циклы прямой  $abcda$  и обратный  $a_1b_1c_1d_1a_1$ , в которых учтена внешняя необратимость в процессах сообщения и отнятия тепла. Теперь уже верхняя температура в прямом цикле  $abcda$  (рис. 80) ниже температуры греющего источника  $T'$ , а нижняя температура прямого цикла выше температуры окружающей среды. Также и обратный цикл  $a_1b_1c_1d_1a_1$  находится в ином интервале температур.

В целях получения минимального расхода энергии целесообразно стремиться к тому, чтобы разности температур между источниками и рабочим телом были бы минимальными, однако уменьшение разности температур в теплопередающих аппаратах приводит к росту теплообменных поверхностей этих аппаратов.

Сопоставляя значения тепловых коэффициентов, вычисленных для сплошных и пунктирных циклов (рис. 80), возможно оценить потери, связанные с внешней необратимостью процесса. Так, если обозначить через  $\zeta'_{\max}$  тепловой коэффициент, определенный для сплошных циклов, то потери от внешней необратимости, связанные с необратимой теплопередачей в аппаратах установки, будут характеризоваться отношением:

$$\frac{\zeta'_{\max}}{\zeta_{\max}}.$$

Указанным образом возможно оценить источник потерь в холодильной установке, потребляющей тепло, и правильно эти потери классифицировать.

Если через  $\zeta_0$  обозначить действительный тепловой коэффициент абсорбционной машины, то степень термодинамического совершенства ее определится отношением  $\frac{\zeta_0}{\zeta_{\max}}$ .

Пример. Определить степень термодинамического совершенства абсорбционной водно-аммиачной холодильной машины, потребляющей для обогрева в генераторе пар давлением 3 ата ( $T' = 406^\circ\text{K}$ ) и охлаждающую воду температурой  $+20^\circ$ , если при температуре кипения  $-10^\circ$  ее действительный тепловой коэффициент равен 0,5.







Максимальное значение теплового коэффициента при полной обратимости всех процессов для заданных в примере температурных условий будет:

$$\zeta_{\max} = \frac{263 \cdot (406 - 293)}{(293 - 263) \cdot 406} = 2,44.$$

Следовательно, степень термодинамического совершенства абсорбционной машины при заданных условиях составит:

$$\frac{0,5}{2,44} = 0,205, \text{ или } 20,5\%.$$

## 2. Расчет абсорбционной холодильной машины (диаграмма $I-\xi$ )

Тепловой расчет абсорбционной холодильной машины удобно производить с помощью диаграммы  $I-\xi$  (энтальпия—концентрация) для бинарной смеси<sup>1</sup>. Диаграмма  $I-\xi$  (рис. 81) строится следующим образом. При данном давлении на основании экспериментальных, а также теоретических данных определяется энтальпия раствора в состоянии кипения — при различных концентрациях; в системе координат  $I-\xi$  наносится кривая (изобара), изображающая графически зависимость энтальпии раствора в состоянии кипения от концентрации. Кривая кипения жидкого раствора при постоянном давлении изображена на рис. 82.

Крайняя левая ордината  $OA$  представляет собой энтальпию чистого жидкого абсорбента (воды) в состоянии кипения, крайняя правая ордината  $IC$  — энтальпию чистого агента (аммиака) также в состоянии кипения. Паровая фаза (сухой пар, равновесный кипящему раствору) имеет, конечно, более высокие значения энтальпии. При  $\xi=0$  разность между энтальпией сухого пара и жидкости ( $AB$ ) есть теплота парообразования воды. При  $\xi=1$  эта разность ( $CD$ ) равна теплоте парообразования аммиака при заданном давлении  $p$ .

Таким образом, в диаграмме  $I-\xi$  кривая, характеризующая состояние сухого пара ( $BD$ ), обозначенная пунктиром, находится над изобарой кипящего раствора ( $AC$ ), так как энтальпия сухого пара превышает энтальпию жидкости.

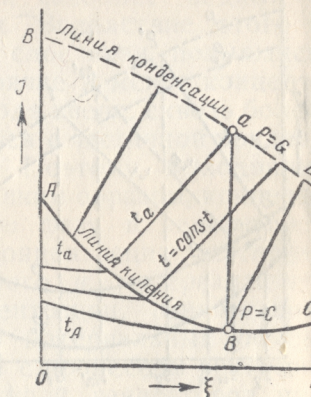


Рис. 82. Диаграмма  $I-\xi$ .

<sup>1</sup> Кроме этой, наиболее распространенной диаграммы, можно пользоваться для расчетов и другими диаграммами состояния:

$$(t-\xi), (p-\xi), (p-t), (S-\xi) \text{ и } (\lg p-t).$$



Свойства бинарных смесей, применяемых для абсорбционных холодильных установок, таковы, что при данной концентрации  $\xi$  жидкости концентрация равновесной паровой фазы больше, т. е. точки на верхней кривой (сухого пара), соответствующие определенным температурам кипения, сдвинуты вправо по отношению к точкам, лежащим на изобаре кипящего раствора (см. рис. 82). Область, заключенная между кривыми, представляет область влажного пара. Здесь концентрация и энтальпия смеси определяются правилом смешения соответствующих количеств кипящей жидкости и сухого пара одной и той же температуры. Поэтому все промежуточные состояния влажного пара данной температуры лежат на прямой, соединяющей крайние точки сухого пара и жидкости. Эта прямая, очевидно, есть изотерма влажного пара. Для примера несколько таких изотерм проведено на рис. 82.

Полная диаграмма  $I-\xi$  представляет собой семейство описанных выше кривых, из которых каждая пара соответствует одному определенному давлению. Чтобы не затемнять общей диаграммы, из нее изъят изотермы влажного пара. Для определения состояния пара, равновесного состоянию кипящей жидкости данной концентрации, приходится прибегать к соответствующим таблицам или к диаграмме, где нанесены кривые равновесных концентраций пара. Система изотерм жидкого раствора остается общей для всех давлений, так как практически теплоемкость, а значит и энтальпию жидкости можно считать не зависящей от давления. Этими изотермами можно пользоваться для определения температуры кипящего или переохлажденного раствора.

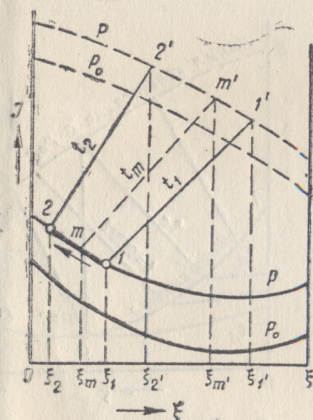


Рис. 83. Процесс кипения в диаграмме  $I-\xi$ .

расчленив на процессы кипения, поглощения, конденсации, дросселирования и ректификации, т. е. очищения паров, выделяющихся в генераторе от примеси абсорбента.

Процесс кипения раствора происходит при постоянном давлении. Начало и конец кипения определяются в  $I-\xi$  диаграмме пересечением изотерм, соответствующих начальной и конечной температуре кипения, с изобарой кипения. В процессе кипения непрерывно уменьшается концентрация и повышается температура кипения. Процесс кипения изображен на рис. 83 отрезком изобары 1—2.

Соответственно изменению концентрации кипящего раствора изменяется и концентрация выделяющихся из него паров. Это свойство бинарных смесей, применяемых в абсорбционных холодильных установках, выражается законом Коновалова, согласно которому уменьшение концентрации кипящей жидкости вызывает уменьшение концентрации равновесного пара.

По указанной причине концентрация пара, получаемого в разных точках генератора, различна; богатый раствор при подводе к нему тепла начинает кипеть и из него выделяются пары, вследствие чего он обедняется. Если температура греющего источника достаточна для поддержания в состоянии кипения также и этого обедненного раствора, то из него, в свою очередь, будут выделяться равновесные ему пары более низкой концентрации, чем концентрация паров, равновесных богатому раствору. Таким образом, отгоняемые пары будут иметь некоторую среднюю концентрацию  $\xi_m'$ , лежащую между двумя крайними состояниями, соответствующими кипению богатого и бедного растворов (см. рис. 83).

Если в генераторе при выпаривании не происходит перемешивания богатого и бедного растворов, то более богатый раствор располагается вверху, а наиболее бедный — внизу, соответственно их плотностям. Вследствие этого и температура кипения будет в каждом слое иная, повышаясь сверху вниз. В этом случае более горячие и менее концентрированные пары нижних слоев, проходя вверх, сквозь более холодную жидкость, будут охлаждаться с частичной конденсацией менее летучего компонента. Поэтому выходящие пары повышают свою концентрацию. Таким образом, концентрация всех паров, покидающих жидкую фазу в генераторе, уже не будет равновесной средней концентрации раствора, а в зависимости от условий теплового и материального обмена будет приближаться к концентрации, равновесной богатому раствору. Такой тепловой и материальный обмен повышает концентрацию паров и связан с процессом ректификации. Однако в большинстве конструкций генераторов послойное закономерное распределение концентрации и температуры раствора нарушается циркуляцией раствора, вследствие чего приходится осуществлять ректификацию в специальном аппарате. При этом концентрация отгоняемого пара зависит только от концентрации поступающего в генератор богатого раствора.

Так как в испаритель абсорбционной установки поступает не чистый аммиак, а с примесью воды, то в нем так же, как и в генераторе, кипит не чистый аммиак, а раствор. Поэтому в испарителе процесс кипения происходит при более низком давлении  $p_0$  и при высоких концентрациях. Этот процесс изображается на кривой кипения  $p_0$  значительно правее процесса кипения раствора при давлении  $p$  в генераторе.



В аппаратах абсорбционных машин поглощение происходит при постоянном давлении. Поглощение сопровождается увеличением концентрации жидкого раствора и выделением тепла. Для того, чтобы поддерживать при определенном давлении состояние насыщения, необходимо непрерывно отводить теплоту поглощения, а также охлаждать жидкость, понижая ее температуру до значения, соответствующего температуре кипения при повысившейся концентрации раствора. Концентрация богатого раствора, покидающего абсорбер, определяется температурой охлаждающей среды (воды, воздуха). Процесс абсорбции изображается в  $I-\xi$  диаграмме также, как и процесс генерации, но направлен противоположно. Конец процесса расположен правее начала, т. е. ему соответствует большая концентрация.

Нагревание и охлаждение бинарной смеси при постоянной концентрации изображается в  $I-\xi$  диаграмме отрезком прямой, параллельной оси ординат.

Охлаждение и нагревание при  $\xi = \text{const}$  может протекать без изменения агрегатного состояния или с изменением количества вещества в данной фазе — жидкой или парообразной.

Первый случай относится к нагреванию или охлаждению переохлажденного жидкого раствора либо перегретых паров. Второй случай характеризует процессы кипения и конденсации.

Отсюда следует, что при охлаждении и нагревании сохранение данной фазы возможно только тогда, когда

давление будет для жидкой фазы больше, а для парообразной — меньше давления, соответствующего точке кипения или конденсации при данной температуре и концентрации.

На рис. 84 изображены два случая изменения состояния (нагревание или охлаждение) бинарной смеси при постоянной концентрации. Первый случай характеризует изменение состояния жидкого раствора между точками  $G'$  и  $G''$ , второй — нагревание или охлаждение первой фазы между точками  $d'$  и  $d''$ .

На диаграмме нанесены давления  $p'$  и  $p''$ , соответствующие температурам кипения и конденсации в точках  $G'$  и  $d'$  и  $G''$  и  $d''$ . Если при изменении состояния между точками  $G'$  и  $G''$  давление будет в каждый данный момент поддерживаться выше давления кипения, соответствующего температуре жидкости в данной точке, например, в точке  $G'$ :  $p > p'$ , в точке  $G''$ :  $p > p''$ , то процесс охлаждения или нагревания будет протекать в области переохлаждения, т. е. без изменения агрегатного состояния.

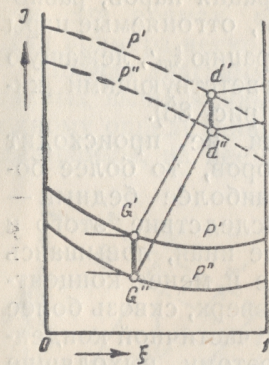


Рис. 84. Подогрев при постоянной концентрации.

При охлаждении же или нагревании паров процесс будет происходить в области перегрева, если давление в любой точке между  $d'$  и  $d''$  будет ниже давления конденсации, соответствующего температуре паров в данной точке.

В случае изменения состояния при  $\xi = \text{const}$  и  $p = \text{const}$  сухой пар (точка  $a$  на рис. 82) при отводе тепла превращается сначала во влажный пар, а затем в жидкость (точка  $b$  на рис. 82) при все понижающейся температуре.

Таким образом, конденсация паровой фазы бинарного раствора при постоянной концентрации и постоянном давлении происходит при непрерывном понижении температуры, что отличает этот процесс от конденсации чистого вещества.

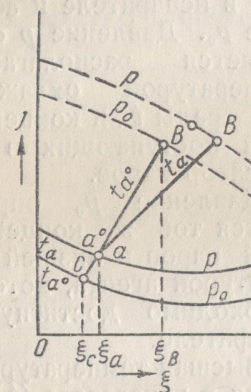


Рис. 85. Процесс дросселирования.

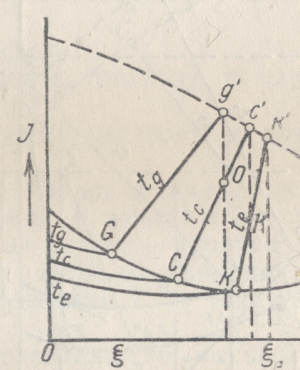


Рис. 86. Процесс ректификации.

Процесс дросселирования жидкости характеризуется понижением давления при постоянной энтальпии и постоянной концентрации (рис. 85). Если до дроссельного вентиля жидкость была в состоянии кипения при давлении  $p$  и концентрации  $\xi_a$  (точка  $a$  на рис. 85), то после дросселирования состояние раствора определяется точкой  $a'$ , совпадающей с точкой  $a$ , имеющей давление  $p_0$  в области влажного пара. Состояние жидкой и паровой фазы после дросселирования можно найти, построив изотерму  $t_{a'}$  через точку  $a'$  при давлении  $p_0$ ; при этом жидкость имеет состояние, определяемое точкой  $C$ , а пар — состояние, определяемое точкой  $b'$  (рис. 85).

Процесс ректификации осуществляется следующим образом. Полученный в генераторе пар охлаждают, переводят в состояние влажного пара, отделяют жидкость (флегму) и подают ее обратно в генератор. Оставшийся после отделения жидкости пар будет обладать более высокой концентрацией. На рис. 86 изображены два последовательных процесса ректификации.



Здесь точка  $G$  изображает состояние жидкости в генераторе и  $g'$  — равновесный ей пар; линия  $g'c$  — процесс охлаждения пара до температуры  $t_c$ ; точки  $c$  и  $c'$  изображают состояние флегмы и пара;  $c'k$  — процесс охлаждения до конечной температуры;  $k'$  — состояние ректифицированного пара, а  $k$  — флегмы.

Для того, чтобы изобразить в диаграмме  $I-\xi$  цикл непрерывнодействующей абсорбционной холодильной машины, простейшая схема которой приведена на рис. 79, необходимо

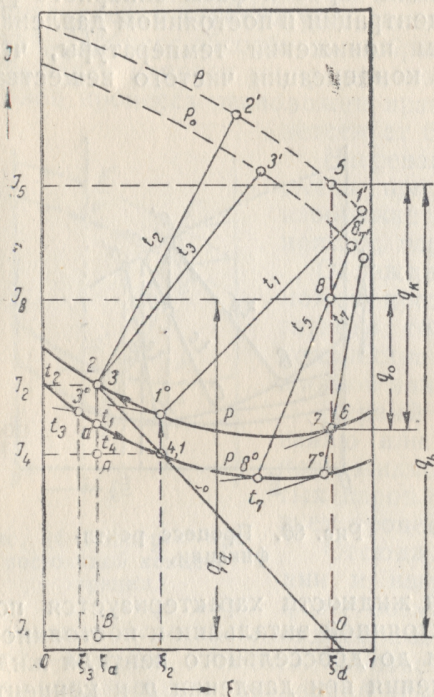


Рис. 87. Процесс абсорбционной машины в диаграмме  $I-\xi$ .

Низшая температура абсорбции, определяющая концентрацию богатого раствора, зависит от температуры охлаждающей воды и равна:

$$t_4 = t_w + \Delta t_2.$$

В испарителе температура кипения меняется от низшей до высшей температуры  $t_8$ , причем разность  $t_3 - t_9$  обычно равна  $3-10^\circ\text{C}$ .

Отметив в диаграмме  $I-\xi$  изотермы  $t_2$ ,  $t_4$ ,  $t_8$ , можно изобразить весь процесс.

На рис. 87 имеем: точку  $1$  — начало процесса в генераторе;

прежде всего отметить изобары, соответствующие давлению в генераторе и конденсаторе  $p$ , и давлению в испарителе и абсорбере  $p_0$ . Давление  $p$  определяется располагаемой температурой охлаждающей среды  $t_w$  и концентрацией поступающих в конденсатор паров.

Давление  $p_0$  определяется той же концентрацией паров и низшей температурой агента, которую необходимо достигнуть в испарителе.

Высшая температура кипения в генераторе ( $t_2$ ) определяется температурой греющего источника  $t_h$  с учетом перепада температуры необходимого для осуществления передачи тепла от греющего тела раствору в генераторе:

$$t_2 = t_h - \Delta t_1.$$

линию  $1-1^0$  — подогрев жидкости при  $\xi_1$  и давлении  $p$  до состояния насыщения (точка  $1^0$ );

линию  $1^0-2$  — процесс кипения при давлении  $p$ , заканчивающийся при температуре  $t_2$ .

Точка 3, геометрически совпадающая с точкой 2, изображает состояние раствора концентрации  $\xi_a$  после дросселирования до давления  $p_0$ . После дросселирования получаем жидкость состояния  $3^0$  и пар состояния  $3'$ . Смесь при состоянии точки 3 попадает в абсорбер. Линия  $3^0-4$  изображает процесс поглощения паров, выходящих из испарителя и полученных после дросселирования раствора<sup>1</sup>.

Линия  $4-1$  (точки практически совпадают) представляет процесс сжатия в насосе от давления  $p_0$  (точка 4) до давления  $p$  (точка 1); приращение энтальпии при этом практически равно нулю.

Следующие точки характеризуют:

$1'$  — состояние паров, равновесных раствору в начале генерации;

$2'$  — состояние паров, равновесных раствору в конце генерации;

5 — состояние паров, образовавшихся в генераторе;

5-6 — процесс конденсации при  $p = \text{const}$  и  $\xi = \text{const}$ ;

6-7 (точки геометрически совпадают) — процесс дросселирования жидкости в вентиле РВН до давления  $p_0$ . При этом образуется смесь паров состояния  $7'$  и жидкости состояния  $7^0$ ;

7-8 — процесс кипения в испарителе (до высшей температуры кипения  $t_8$ ).

Концентрация влажных паров в конце испарения равна  $\xi_a$ ; таким образом, состояние их определяется точкой пересечения линии  $\xi = \xi_a$  с изотермой  $t_8$  (точка 8).

Процессы, происходящие в генераторе, абсорбере, конденсаторе и испарителе, совершаются при постоянном давлении. Следовательно, теплота, выделяемая или поглощаемая в этих процессах, может быть измерена разностью энтальпий конечного и начального состояния, участвующих в данном процессе количеств бинарной смеси.

Таким образом:

1) тепло, подведенное в генераторе и отнесенное к 1 кг паров, определится из соотношения:

$$q_h = I_5 + (f-1) I_2 - f I_4 \text{ ккал/кг}$$

или

$$q_h = I_5 - I_2 + f(I_2 - I_4) \text{ ккал/кг}; \quad (2)$$

2) тепло, отведенное в конденсаторе:

$$q_k = I_5 - I_6 \text{ ккал/кг};$$

<sup>1</sup> От точки  $3^0$  до точки  $a$  происходит поглощение паров, выделенных при дросселировании.



3) тепло, подведенное в испарителе (холодильное действие):

$$q_0 = I_8 - I_6 \text{ ккал/кг};$$

4) тепло, отведенное в абсорбере:

$$q_a = I_8 + (f - 1) I_3 - f I_4 \text{ ккал/кг}$$

или

$$q_a = I_8 - I_3 + f (I_3 - I_4) \text{ ккал/кг.}$$

Тепловой эквивалент работы насоса можно найти по формуле:

$$q_p = A v f (P - P_0)^1 \text{ ккал/кг.}$$

По сравнению с сообщаемыми и отнимаемыми количествами тепла величина  $q_p$  чрезвычайно мала и, как уже указано, ею можно пренебрегать при расчетах.

Величины  $q_h$ ,  $q_k$ ,  $q_a$  и  $q_0$  могут быть изображены в диаграмме в виде отрезков прямых.

Из рассмотрения диаграммы следует, что:

$q_0$  — изобразится отрезком 6—8;

$q_k$  — изобразится отрезком 6—5.

Для определения  $q_h$  и  $q_a$  надо через точки 2 и 4 провести прямую до пересечения с ординатой  $\xi = \xi_a$  в точке О. Обозначим энтальпию в этой точке через  $I_0$ .

Треугольники 2ВО и 2А4 подобны, поэтому:

$$\frac{I_2 - I_0}{I_2 - I_4} = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} = f,$$

откуда:

$$I_0 = I_2 - f (I_2 - I_4).$$

Сравнивая это выражение с формулой (2), получаем непосредственно:

$$I_5 - I_0 = q_h$$

(отрезок 0 — 5).

Аналогично:

$$I_8 - I_0 = q_a$$

(отрезок 0 — 8).

Рассмотренная на рис. 79 схема абсорбционной машины, а также приведенные для расчета данные относятся к установке, в которой отсутствует теплообменник жидкого раствора, обычно находящийся между абсорбером и генератором. Целесообразность применения такого теплообменника сле-

дует из того, что из генератора в абсорбер направляется обедненный раствор высокой температуры, а из абсорбера в генератор насосом нагнетается богатый раствор при температуре, близкой к температуре окружающей среды.

Если оба потока жидкого раствора, используя противоток, заставить обмениваться теплом, то температура богатого раствора, в зависимости от кратности циркуляции, будет приближаться к температуре кипения в генераторе; благодаря этому уменьшится количество тепла, затрачиваемого в генераторе, а бедный раствор поступит в абсорбер с температурой, близкой к температуре выходящего из него богатого раствора, что, в свою очередь, уменьшит количество тепла, отводимого в абсорбере. Естественно, что наличие такого теплообменника должно привести к весьма значительному повышению теплового коэффициента установки.

В дальнейшем, при рассмотрении действительных рабочих процессов, будет приведен расчет установки с теплообменником, а также ректификатором и газовым переохладителем. Эти устройства представляют весьма эффективное средство для повышения производительности и теплового коэффициента абсорбционной холодильной машины.

### 3. Абсорбционные холодильные машины периодического действия

Рассмотренная выше установка непрерывного действия должна быть снабжена водно-аммиачным насосом.

Значительно проще по своему устройству так называемые абсорбционные установки периодического действия — безнасосные (рис. 88).

В установках периодического действия один и тот же аппарат выполняет попеременно функции то генератора, то абсорбера. Первый период — в генераторе-абсорбере производится генерация всего количества богатого раствора, который полностью доводится до состояния бедного раствора; получающиеся при этом пары направляются в конденсатор и оттуда в жидком состоянии поступают в испаритель и в нем накапливаются. Этот первый период носит название зарядки.

Затем наступает второй период, в течение которого происходит кипение жидкости в испарителе и поглощение полу-

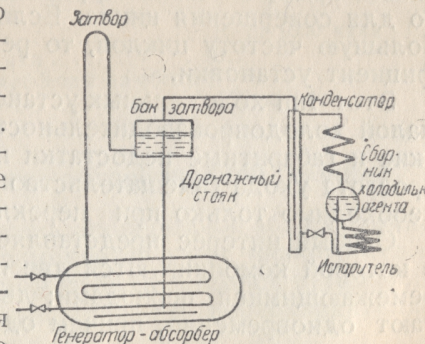


Рис. 88. Схема периодической установки.

<sup>1</sup> Удельный объем водно-аммиачной смеси можно найти в таблицах или определить по приближенной формуле:  $v = \frac{0,001}{1 - 0,35 \xi} \text{ м}^3/\text{кг.}$



чающихся паров в генераторе-абсорбере, который, выполняя функции абсорбера, должен охлаждаться. Второй период называется периодом разрядки. Совокупность периодов зарядки и разрядки носит название цикла.

Процессы, совершающиеся в установке периодического действия, отличаются от процессов в установке непрерывного действия тем, что различные стадии: а) выпаривание и конденсация и б) испарение и абсорбция периодически следуют одна за другою, в то время как в непрерывной установке в любой момент совершаются одновременно все процессы.

Установки периодического действия обычно имеют малый тепловой коэффициент  $\zeta = 0,2-0,3$ , т. е. почти вдвое меньший, чем у современных установок непрерывного действия. Тепловой коэффициент установки периодического действия оказывается всегда ниже коэффициента непрерывной абсорбционной установки по двум причинам: в установке периодического действия по самому принципу периодичности ее работы невозможно осуществить теплообмен между богатым и бедным раствором. Кроме того, при каждом цикле перед началом абсорбции неизбежно теряется тепло, затрачиваемое на нагрев самой машины, причем это тепло должно вновь расходоваться в начале каждого периода зарядки. Установки периодического действия большой холодопроизводительности (при малом числе циклов в сутки) получают громоздкими, так как аппараты должны быть рассчитаны на емкость, достаточную для накопления на весь период зарядки, либо разрядки всего запаса водно-аммиачного раствора или аммиака, необходимого для совершения цикла. Если же предусмотреть слишком большую частоту циклов, то резко понизится тепловой коэффициент установки.

Этот тип холодильных установок является пригодным для малой холодопроизводительности, так как здесь энергетические и габаритные недостатки имеют меньшее значение, чем простота ухода (вмешательство обслуживающего персонала необходимо только при переключении с периода на период).

Особый интерес представляет абсорбционная установка, в которой комбинируются две периодические машины с перемежающимися периодами: два генератора-абсорбера работают одновременно, причем один из них работает в качестве генератора, а другой в то же время — в качестве абсорбера.

После окончания периода генерации роли этих аппаратов меняются. Таким образом создается непрерывность холодильного действия установки. При соединении обоих генераторов-абсорберов в конце каждого периода с помощью открытия вентиля на одной из двух специальных труб, соединяющих паровое пространство одного из генераторов-абсорберов с жидкостным — другого, можно уравнивать давление в обоих генераторах. Понижение давления в генераторе сопровож-

дается дополнительной деконцентрацией раствора и понижением его температуры. Повышение же давления в другом аппарате, который до этого служил абсорбером, вызывает повышение в нем давления, температуры и концентрации раствора. Благодаря этому кратковременному периоду выравнивания давления, протекающему адиабатически, происходит полезное для последующего цикла дополнительное перераспределение аммиака. Это перераспределение, называемое материальной регенерацией, сопровождается также перераспределением внутренней энергии в системе обоих генераторов-абсорберов.

Материальная регенерация несколько повышает тепловой коэффициент установки и уменьшает размеры аппаратов.

Метод расчета периодических установок изложен в специальных работах, например, в работе Б. М. Блиера, посвященной предложенной им сдвоенной установке (Сборник работ ВНИХИ, 1939).

Ниже приводим результаты испытания сдвоенной установки периодического действия, произведенные Всесоюзным научно-исследовательским институтом холодильной промышленности им. А. И. Микояна.

Установка смонтирована на Серединском молочном заводе (Московской области). Обогрев генераторов производится обработанным паром локомобильной установки давлением 1,4 ата. Она характеризуется следующими данными:

производительность . . . . .	~8000 ккал/час
количество молока, охлаждаемого с 12 до 4,5° С	900 кг/час
температура кипения аммиака в испарителе . .	—15° С
температура рассола . . . . .	—5,5° С
расход греющего пара . . . . .	10 кг/1000 ккал
тепловой коэффициент установки . . . . .	0,2
количество отходящей горячей воды из абсорбера температурой +65° С . . . . .	300 кг/час.

#### 4. Действительный процесс абсорбционной машины

Рассмотренная простая схема непрерывной абсорбционной установки на практике не применяется из-за низкого теплового коэффициента, который может быть повышен путем включения в схему теплообменника, газового переохладителя и ректификатора.

Богатый раствор выходит из абсорбера с низкой температурой, поэтому в генераторе приходится до выпаривания сначала подогреть его до температуры кипения. Одновременно бедный раствор, уходящий из генератора, обладает еще высокой температурой, а между тем при поступлении в абсорбер этот раствор должен иметь температуру более низкую, чем температура кипения, соответствующая более низкому давлению в абсорбере.



Поэтому целесообразно использовать тепло бедного раствора для подогрева раствора, идущего в генератор. Для осуществления этого процесса оба раствора пропускают через теплообменный аппарат противотоком (рис. 89). В теплообменник входит  $(f-1)$  кг бедного раствора при температуре  $t_2$  и  $f$  кг богатого раствора при температуре  $t_4$  (рис. 90).

Температура  $t_3$  бедного раствора, выходящего из теплообменника при конечной поверхности теплообмена, должна

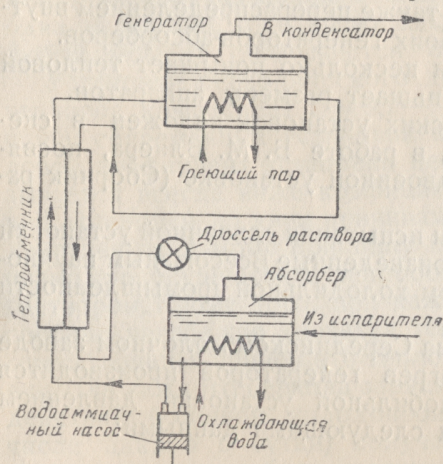


Рис. 89. Схема включения теплообменника.

быть выше, чем температура крепкого раствора, поступающего из абсорбера. Обычно перепад температур составляет  $5-10^\circ\text{C}$ .

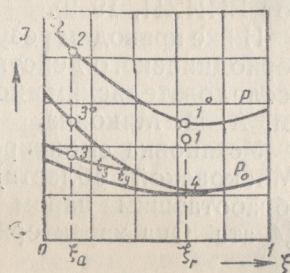


Рис. 90. Изменение состояния растворов в теплообменнике.

Передаваемое в теплообменнике количество тепла  $q_m$  (пренебрегая потерями в окружающую среду) будет равно:

$$q_m = (f-1)(I_2 - I_3) = f(I_1 - I_4). \quad (3)$$

где:  $I_1$  — энтальпия выходящего из теплообменника богатого раствора;  
 $I_2$  — энтальпия входящего в теплообменник бедного раствора;  
 $I_3$  — энтальпия выходящего из теплообменника бедного раствора;  
 $I_4$  — энтальпия входящего в теплообменник богатого раствора.

В процессе теплообмена давление и концентрация растворов остаются постоянными, поэтому изменение состояния растворов изображается в диаграмме  $I-x$  в виде вертикальных отрезков.

Состояние богатого раствора по выходе из теплообменника (точка 1, рис. 90) определяется концентрацией  $x_r$  и энтальпией  $I_1$ .

Энтальпия  $I_1$  определяется по формуле:

$$I_1 = I_4 + \frac{q_m}{f}.$$

Процессы изменения состояния в теплообменнике будут: 2—3 охлаждение слабого раствора и 4—1 подогрев крепкого раствора.

Применение теплообменника уменьшает теплоту генерации  $q_h$  и теплоту абсорбции  $q_a$  на величину  $q_m$ .

При наличии теплообменника получим следующие формулы для расчета тепла генерации и абсорбции:

$$q'_h = I_5 - I_2 + f(I_2 - I_1);$$

$$q'_a = I_8 - I_3 + f(I_3 - I_4);$$

откуда:

$$q'_h = q_h - q_m \text{ или } q'_a = q_a - q_m.$$

Применение теплообменника повышает тепловой коэффициент абсорбционной установки. В этом легко убедиться путем следующего простого рассуждения: на 1 кг выпариваемого в генераторе аммиака приходится затрачивать, помимо теплоты испарения агента, большое количество тепла на доведение  $f$  кг богатого раствора до температуры кипения. Таким образом, хотя теплота жидкости раствора меньше теплоты испарения агента, обе затраты тепла становятся соизмеримыми в тем большей степени, чем больше кратность циркуляции. Отсюда следует, что наличие теплообменника, уменьшая внешний подвод теплоты жидкости для  $f$  кг раствора, на много снижает теплоту генерации и благодаря этому повышает тепловой коэффициент. Одновременно достигается и другой положительный результат: уменьшается расход охлаждающей воды в абсорбере, так как бедный раствор приходит в абсорбер при более низкой температуре.

Пары, выходящие из испарителя, имеют более низкую температуру  $t_8$ , чем жидкость, образовавшаяся в конденсаторе  $t_6$ . Если осуществить теплообмен между паром и жидкостью, то можно получить переохлаждение жидкости за счет подогрева паров. Этим будет достигнуто уменьшение энтальпии жидкости, поступающей через регулирующий вентиль в испаритель, на величину переданного переохладителем тепла  $\Delta q_0$ .

Холодопроизводительность 1 кг агента увеличивается и будет равна:

$$q'_0 = q_0 + \Delta q_0.$$

На ту же величину увеличивается и теплота абсорбции:

$$q'_a = q_a + \Delta q_0.$$

Величины  $q_k$  и  $q_h$  остаются без изменения.



Схема включения применяемого для этой цели газового переохладителя показана на рис. 91.

Вследствие переохлаждения жидкого аммиака до более низкой температуры тепловой коэффициент установки увеличится и будет равен:

$$\zeta' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{q_h},$$

а относительное увеличение его составит:

$$\frac{\zeta' - \zeta}{\zeta} = \frac{\Delta q_0}{q}.$$

Величина  $\Delta q_0$  и температура переохлаждения жидкости зависят от отношения теплоемкостей жидкости и паров агента.

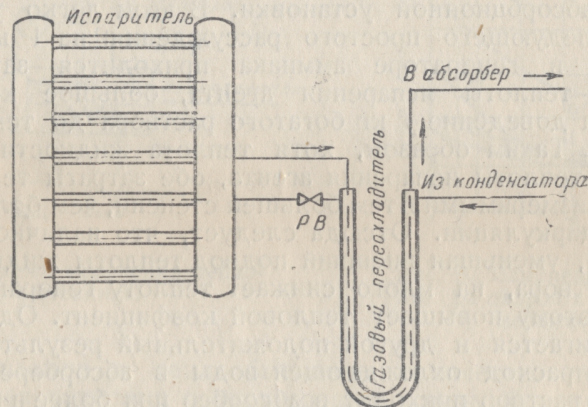


Рис. 91. Схема включения газового переохладителя.

Так как теплоемкость паров меньше теплоемкости жидкости, то даже при идеальном теплообмене температура уходящих из переохладителя паров  $t'_8$  может стать равной только температуре  $t_8$  входящей в него из конденсатора жидкости. Температура же уходящей из переохладителя жидкости  $t'_6$  даже теоретически не может равняться температуре  $t_8$  поступающих паров. Ее можно было бы снизить тем больше, чем меньше отношение теплоемкости жидкости к теплоемкости пара.

Это следует из уравнения:

$$C_n \cdot \Delta t_n = C_{ж} \Delta t_{ж}, \quad (4)$$

где:  $C_{ж}$  и  $C_n$  — теплоемкости соответственно жидкого и парообразного агента;

$\Delta t_{ж} = (t_8 - t'_8)$  и  $\Delta t_n = (t'_6 - t_8)$  — приращения температуры соответственно жидкости и паров.

Так как:

$$t'_8 \leq t_8,$$

то можно записать:

$$t'_8 = t_8 - r, \quad (5)$$

где:  $r \geq 0$ .

Подставляя выражение (5) в формулу (6), получим:

$$\frac{t_8 - t'_6}{t_8 - (r + t_8)} = \frac{C_n}{C_{ж}}. \quad (6)$$

Из формулы (6) следует, что

$$t'_6 > (r + t_8) \text{ или } t'_6 > t_8.$$

Таким образом, невозможно довести температуру жидкого агента до температуры паров, поступающих в газовый переохладитель. Концентрация паров, покидающих генератор абсорбционной установки, не может превысить концентрации, равновесной кипящему богатому раствору. Если же конструкция генератора не обеспечивает устойчивого противотока при теплообмене паров и раствора, то уходящие с поверхности испарения пары оказываются равновесными раствору, концентрация которого является средней между концентрацией бедного и богатого растворов. Низкая концентрация паров, выходящих из генератора, приводит к высокому содержанию примеси абсорбента в конденсаторе и, следовательно, в испарителе. Отсюда возникает необходимость в ректификации, т. е. в повышении значения  $\xi_a$ . Для этой цели между генератором и конденсатором устанавливают ректификатор, который создает противоток между уходящими из генератора парами и поступающим сверху богатым раствором. В некоторых случаях для этой цели колонна заполняется пористой насадкой, образующей множество мельчайших каналов, по которым стекает богатый раствор и поднимаются ректифицируемые пары. Насадка чаще всего выполняется из колец Рашига; она обеспечивает противоток и весьма большую поверхность контакта между парами и жидкостью при относительно небольшом сопротивлении прохождению паров. Иногда насадка заменяется ректификационными тарелками, устройство которых основано на барботаже паров сквозь слой жидкости. Наличие ректификатора может повысить концентрацию паров только до концентрации, равновесной кипящему богатому раствору<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Расчет ректификационной колонны, т. е. определение объема и высоты насадки или числа тарелок, можно найти в специальной химической литературе, например, в книге проф. А. Г. Касаткина, Процессы и аппараты химической промышленности, Госхимиздат, М., 1941.



Однако получаемое значение  $\xi_d$ , равновесное  $\xi_r$ , является недостаточным, так как при практически поддерживаемых в установках  $\xi_r$  соответствующие равновесные значения  $\xi_d$  не устраняют в достаточной мере попадания примеси абсорбента в конденсатор и испаритель.

Дальнейшее очищение паров после ректификатора проще

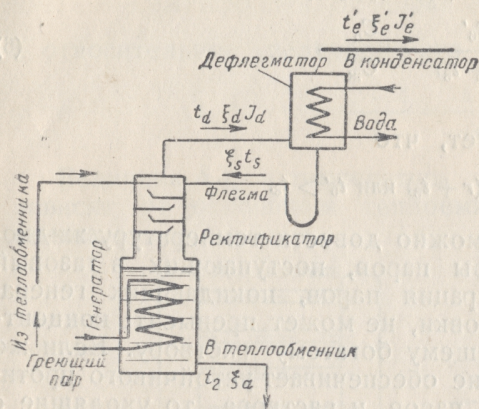


Рис. 92. Ректификация водой.

всего осуществляется в дефлегматоре, охлаждаемом водой (рис. 92). Пары при этом охлаждаются и часть их конденсируется, образуя так называемую флегму, которая стекает обратно в генератор. Концентрация паров при этом еще больше повышается, так как флегма образуется преимущественно из конденсирующихся, имеющих более высокую точку кипения, чем аммиак, паров воды.

Введем следующие обозначения:

$R$  — количество флегмы (в кг), стекающей обратно из дефлегматора в генератор, отнесенное к 1 кг ректифицированных паров;

$\xi'_e, I'_e$  — концентрация и энтальпия паров после полной ректификации;

$\xi_s, I_s$  — концентрация и энтальпия стекающей флегмы;

$\xi_d, I_d$  — концентрация и энтальпия паров, поступающих в дефлегматор;

$q_k$  — тепло, отведенное в дефлегматоре водой.

Материальный баланс дефлегматора выразится следующим образом (рис. 92):

$$(1 + R) \xi_d = \xi'_e + R \xi_s,$$

откуда:

$$R = \frac{\xi'_e - \xi_d}{\xi_d - \xi_s}. \quad (7)$$

Теоретически:

$$\xi_s = \xi_r,$$

тогда:

$$R = \frac{\xi'_e - \xi_d}{\xi_d - \xi_r}. \quad (8)$$

Рассматривая тепловые потоки в дефлегматоре и учитывая, что процессы происходят при постоянном давлении, получим:

$$(1 + R) I_d = q_R + I'_e + R I_s,$$

откуда

$$q_R = (1 + R) I_d - I'_e - R I_s. \quad (9)$$

Количество тепла, отводимое из дефлегматора, должно быть учтено при расчете теплоты генерации.

Из генератора выходит  $(1 + R)$  кг пара с энтальпией  $I_d$  и  $(f - 1)$  кг раствора с энтальпией  $I_2$ , а входит  $f$  кг раствора с энтальпией  $I_1$  и  $R$  кг флегмы с энтальпией  $I_s$ .

Теплота генерации при наличии дефлегматора равна:

$$q_{hr} = (1 + R) I_d - I_2 + f (I_2 - I_1) - R I_s, \quad (10)$$

или

$$q_{hr} = I_d - I_2 + f (I_2 - I_1) + R (I_d - I_s). \quad (11)$$

Из формулы (9) и (10) находим:

$$q_{hr} = I'_e - I_2 + f (I_2 - I_1) + q_R. \quad (12)$$

Дефлегматор можно охлаждать вместо воды с помощью богатого холодного раствора до его поступления в теплообменник. В этом случае холодный раствор прокачивают через змеевик дефлегматора, где он охлаждает и ректифицирует пар. Нагретый в дефлегматоре богатый раствор поступает затем в теплообменник, где дополнительно подогревается бедным раствором, идущим из генератора в абсорбер.

Такое охлаждение дефлегматора не дает никаких энергетических преимуществ по сравнению с охлаждением водой, так как при использовании тепла дефлегмации повышается температура богатого раствора при входе его в теплообменник. Это приводит к повышению температуры бедного раствора после теплообменника, и тогда в теплообменнике передается меньше тепла от горячего бедного к холодному богатому раствору.

Поэтому целесообразнее из абсорбера в дефлегматор отводить только часть холодного богатого раствора. Тогда основная масса этого раствора пройдет обычным путем через теплообменник в дефлегматор. Теплота дефлегмации уже не отводится, а возвращается обратно в генератор вместе с нагретым богатым раствором.

В целях наибольшей регенерации тепла в теплообменнике бедный горячий раствор охлаждают до практически возможной низкой температуры, определяемой температурой богатого раствора, выходящего из абсорбера. При этом разность между температурами входящей в абсорбер воды и уходящего из абсорбера богатого раствора принимают  $5 \div 10^\circ$ .



В этих условиях, вследствие большей отдачи тепла бедным раствором, богатый раствор не только нагревается до точки кипения, но и частично выпаривается, что уменьшает расход внешнего греющего тепла в генераторе.

Практически осуществление такой развитой регенерации требует дополнительной установки предгенератора, в котором происходит как предварительное выпаривание богатого крепкого раствора, поступающего из теплообменника, так и предварительная ректификация его паров.

Применение развитой регенерации тепла особенно выгодно при низких температурах кипения в испарителе.

Отметим теперь действительные потери в рабочем цикле абсорбционной холодильной машины.

1. Потери во внешнюю окружающую среду. Эти потери имеются в генераторе, теплообменнике, газовом переохладителе, испарителе и трубопроводах, связанных с этими аппаратами. Они могут быть сведены к минимуму соответствующей изоляцией аппаратов и трубопроводов.

2. Потери из-за невозможности доведения наивысшей и наинизшей температуры рабочего тела до соответствующих температур внешних источников тепла. Наивысшая температура раствора в генераторе должна быть ниже наивысшей температуры греющего источника, а наинизшая температура богатого раствора в абсорбере — выше температуры свежей охлаждающей воды. Аналогичные условия наблюдаются также в конденсаторе, испарителе и дефлегматоре.

3. Потери из-за неполного внутреннего теплообмена. Внутренний теплообмен между богатым и бедным раствором не может совершаться полностью вследствие конечных размеров поверхности теплообменника. Конечная температура бедного раствора не доводится до начальной температуры холодного богатого раствора, а вследствие неодинаковых количеств обоих растворов, участвующих в теплообмене, конечная температура богатого раствора не может быть доведена до начальной температуры горячего бедного раствора. Такие же условия характеризуют процесс теплообмена в газовом переохладителе.

4. Потери, вызванные неравновесностью паров, покидающих ректификатор, и переохлаждением раствора в конце процесса абсорбции.

Вследствие ограниченности поверхности контакта между ректифицируемыми парами и стекающим богатым раствором, концентрация покидающих ректификатор паров оказывается ниже концентрации, равновесной поступающему раствору.

В абсорбере недостаточный контакт между парами и раствором приводит к тому, что в конце абсорбции раствор переохлаждается, т. е. концентрация его остается ниже равновесной при данной температуре.

При расчете установки одни потери оцениваются введением коэффициента внешних потерь для каждого аппарата, другие соответственным выбором внутренних температур и концентраций рабочего тела, отличных от температур внешних источников и от равновесных концентраций<sup>1</sup>.

Для получения низких температур в абсорбционных машинах применяют ряд схем, некоторые из которых рассмотрим ниже.

В абсорбционной машине, так же, как и в компрессионной, применяется двуступенчатая схема. Машина при этом

может работать как с одной, так и с двумя температурами кипения агента в испарителе. Процесс повышения давления от низкого в испарителе, до высокого в конденсаторе совершается в двуступенчатой абсорбционной машине последовательно двумя системами, каждая из которых состоит из своего генератора, абсорбера, теплообменника, насоса и дросселя.

Схема работы двуступенчатой абсорбционной машины показана на рис. 93.

Если учесть сделанные выше замечания, то принцип работы установки легко уяснить из приведенной схемы. Укажем только, что в двуступенчатой машине должно выполняться следующее условие: концентрации пара в ступенях высокого и низкого давления после ректификации должны быть одинаковыми.

При двух температурах испарения промежуточное давление выбирается в зависимости от заданных температур. При одной температуре испарения промежуточное давление выбирается методом подбора из условий получения наимень-

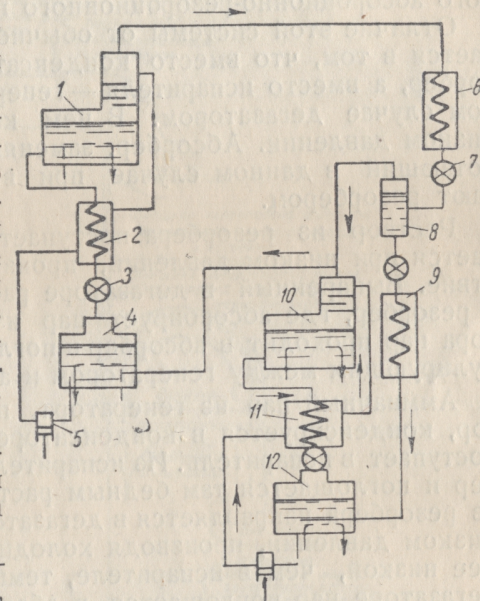


Рис. 93. Схема двуступенчатой абсорбционной машины.

<sup>1</sup> Подробно действительный процесс рассмотрен в книге И. И. Левина, А. Г. Ткачева, Л. М. Розенфельда, Холодильные машины. Пищепромиздат, 1939, а также в работах Б. М. Бliersa и работах Л. М. Розенфельда, опубликованных в периодической печати.



ших затрат энергии (получение максимума теплового коэффициента машины).

Иногда сжатие в одной из ступеней (верхней или нижней) в двухступенчатой машине осуществляется компрессором, тогда такая комбинированная установка носит название абсорбционно-компрессионной. В ней также, как в рассмотренной выше двухступенчатой абсорбционной машине, достигаются низкие температуры.

Значительное увеличение теплового коэффициента при двухступенчатой схеме достигается применением так называемого абсорбционно-резорбционного процесса.

Отличие этой системы от обычной абсорбционной заключается в том, что вместо конденсатора устанавливается абсорбер, а вместо испарителя — генератор, именуемый в данном случае дегазатором. В нем кипение происходит при низком давлении. Абсорбер, заменяющий конденсатор и работающий в данном случае при высоком давлении, называют резорбером.

Раствор из резорбера поступает в дегазатор и выпаривается при низком давлении, производя холодильное действие. Выпаренный в дегазаторе раствор подается насосом в резорбер, где абсорбирует пар из генератора. Из дегазатора пар проходит в абсорбер и поглощается раствором, циркулирующим между генератором и абсорбером.

Аммиачный пар из генератора, пройдя через ректификатор, конденсируется в конденсаторе, а затем, пройдя РВ, поступает в испаритель. Из испарителя пар поступает в резорбер и поглощается там бедным раствором. Крепкий раствор из резорбера направляется в дегазатор, где выпаривается при низком давлении, производя холодильное действие при более низкой, чем в испарителе, температуре. Получаемый в дегазаторе пар поглощается в абсорбере, а слабый раствор подается обратно в резорбер для последующего поглощения. Крепкий раствор из абсорбера подается для выпаривания в генератор.

Абсорбционные машины двухступенчатого сжатия и абсорбционно-резорбционные машины, вследствие своей громоздкости, значительного увеличения аппаратуры и затрат металла, а также сложности их эксплуатации, редко применяются.

Ниже приводим диаграмму теплового баланса абсорбционной холодильной машины, работающей по схеме с теплообменником (рис. 94).

Весь тепловой поток от конденсатора до испарителя вполне аналогичен компрессионной машине. В абсорбере все тепло, выделяющееся при процессе растворения, отводится наружу охлаждающей водой.

Энтальпия холодильного агента поэтому уменьшается; это происходит также вследствие отдачи тепла наружу абсорбером и трубопроводом между ним и насосом.

В последнем одновременно увеличивается энтальпия на величину, эквивалентную работе насоса.

В теплообменнике осуществляется теплообмен между богатым холодным раствором и бедным горячим раствором; процесс этот влияния на конечное значение энтальпии холодильного агента не оказывает.

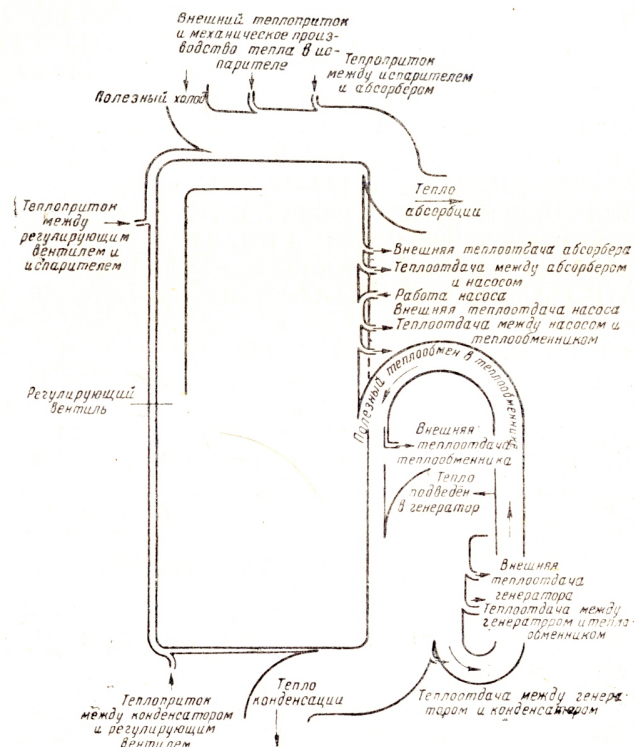


Рис. 94. Диаграмма энергетического баланса абсорбционной машины.

В то же время в теплообменнике и трубопроводе, соединяющем его с генератором, происходит потеря тепла наружу, уменьшающая энтальпию агента.

В генераторе энтальпия в процессе выпаривания растет на величину подведенного тепла.

При этом учитываются потери тепла в окружающую среду через наружную поверхность генератора и через поверхность трубопроводов.



## 5. Вакуумводяная абсорбционная холодильная машина

Широко применяемая водно-аммиачная смесь имеет следующие большие недостатки:

- 1) резкий запах и ядовитость агента;
- 2) значительную соиспаряемость аммиака и воды.

В парах кипящего раствора  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  при 10 ата и  $100^\circ$  содержится около 8% воды, при том же давлении, но при температуре  $120^\circ$  содержание в парах воды возрастает до 17,5%.

Значительная соиспаряемость вызывает дополнительный расход тепла, необходимость устройства специальных аппаратов для ректификации и усложняет эксплуатацию вследствие необходимости отвода из испарителя накапливаемой в нем примеси абсорбента с помощью дренажных устройств. Поэтому при изысканиях других бинарных смесей одним из существенных факторов является максимальная разность в нормальных температурах кипения чистых компонентов.

В этом отношении более выгодна смесь, состоящая из  $\text{CHCl}_2\text{F}$  — дихлормонофторметана — холодильный агент +  $[\text{CH}_3(\text{OCH}_2\text{CH}_2)_4\text{OCH}_3]$  — диметилэфиртетраэтиленгликоля — абсорбент<sup>1</sup>.

В связи с тем, что в этой смеси разность нормальных температур кипения компонентов составляет  $255^\circ\text{C}$  вместо  $133^\circ\text{C}$  у водно-аммиачной смеси, примесь абсорбента в равновесном паре этой смеси практически значения не имеет.

Возможно также применение в абсорбционной машине следующих бинарных смесей (табл. 29).

Таблица 29

Абсорбент	Холодильный агент
Вода ( $\text{H}_2\text{O}$ )	Метиламин $\text{CH}_3\text{NH}_2$
Серная кислота ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ )	
Едкий калий ( $\text{KOH}$ );	Вода ( $\text{H}_2\text{O}$ )
Едкий натр ( $\text{NaOH}$ )	
Хлористый натр ( $\text{NaCl}$ )	
Раданисый аммоний ( $\text{NH}_4\text{CS}$ )	Аммиак ( $\text{NH}_3$ )
Тетрахлорэтан ( $\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_4$ )	Хлористый этил ( $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ )
Парафиновое масло	Толуол ( $\text{C}_7\text{H}_8$ )
	Пентан ( $\text{C}_5\text{H}_{12}$ )
Этиленгликоль ( $\text{C}_2\text{H}_4\text{OH}_2$ )	Метиламин ( $\text{CH}_3\text{NH}_2$ )
Аммиакат нитрата лития	Аммиак ( $\text{NH}_3$ )

Интерес к воде, как холодильному агенту, непрерывно возникает, что объясняется ее естественными преимуществами: безвредностью и доступностью. Но указанные выше

<sup>1</sup> Свойства этой смеси были исследованы доц. Л. З. Мельцером.

абсорбенты для воды оказались весьма агрессивными по отношению к металлу.

В последние годы стал применяться новый, весьма перспективный тип абсорбционной машины, в которой холодильным агентом является вода, а абсорбентом бромистый литий. Хотя достичь отрицательных температур в этой машине невозможно, тем не менее она может служить для кондиционирования воздуха и ряда других случаев. Используемый в качестве теплоносителя водяной пар в зимнее время служит для отопления зданий.

Применение воды в качестве холодильного агента, как и в водяной эжекторной машине, требует создания в испарителе глубокого вакуума для того, чтобы происходило кипение при низких температурах.

Ввиду того, что абсорбентом в этой машине является неиспаряющаяся соль (бромистый литий), отпадает необходимость в ректификации, что значительно упрощает конструкцию и существенно повышает тепловой коэффициент, так как не затрачивается бесполезно тепло на испарение абсорбента, как

это происходит в аммиачных абсорбционных машинах. Кроме этого преимущества, по сравнению с аммиачной машиной вакуумводяная абсорбционная машина обладает и другими положительными свойствами.

На рис. 95 изображен схематический чертеж такой вакуумводяной абсорбционной установки; устройство ее следующее. Возвращаясь из охлаждаемого помещения, вода распыляется в испарителе 1. Вследствие того, что в испарителе поддерживается низкое давление (соответствующее кипению воды, аналогично тому, как это имеется в испарителе вакуумводяной эжекторной установки), часть воды обращается в пар, оставшаяся же часть воды понижает температуру. Охлажденная вода сливается в поддон испарителя и насосом 9 подается в охлаждаемое помещение (или

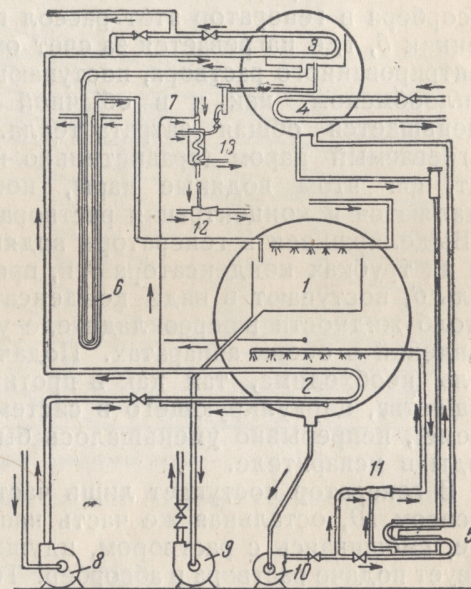


Рис. 95. Схема вакуумводяной абсорбционной машины.



в воздухоохладитель). Ниже испарителя в том же кожухе помещается абсорбер 2, на трубы которого разбрызгивается концентрированный раствор соли бромистого лития, обладающий способностью поглощать пары воды, выделившиеся в испарителе.

В результате абсорбции концентрация раствора уменьшается, вследствие чего понижается его способность к поглощению. Раствор, сливающийся по трубам абсорбера в нижнюю его часть, подается насосом 10 в генератор 4. На пути от абсорбера в генератор этот рассол проходит через теплообменник 5, где нагревается за счет охлаждения горячего концентрированного раствора, поступающего из генератора. Этим теплообменом, как и в обычной абсорбционной машине, уменьшается общая затрата тепла. В генераторе раствор, нагреваемый паром (сравнительно низкой температуры), кипит, при этом водяные пары, поглощенные в абсорбере, удаляются и концентрация раствора восстанавливается.

Выделившиеся в генераторе водяные пары конденсируются на трубках конденсатора 3 и, проходя через переоохладитель 6, поступают в виде конденсата в поддон испарителя. Столб жидкости в переоохладителе уравнивает разность давлений в обоих аппаратах. Подача конденсата в испаритель необходима, так как в противном случае количество вещества, циркулирующего в системе агента (в водяной системе), непрерывно уменьшалось бы в виду испарения части воды в испарителе.

В генератор поступает лишь часть раствора, подаваемого насосом 10, остальная же часть направляется в эжектор 11, где, смешиваясь с раствором, идущим из генератора, содействует подаче раствора в абсорбер. Тепло, выделяющееся при абсорбции и конденсации паров, уносится охлаждающей водой, подаваемой насосом 8.

В установке предусмотрен отвод воздуха при помощи водяного эжектора 12.

Для уменьшения объема отсасываемая смесь пара с воздухом предварительно проходит через охладитель 13. Отсасывание этой смеси, а также воздуха из испарителя производится паровым эжектором 7.

В рассмотренной установке осуществляется автоматическое регулирование температуры холодной воды, выходящей из испарителя, температуры концентрированного раствора, выходящего из генератора, и давления в конденсаторе.

Из описания ясно, что эта холодильная машина имеет много общего с вакуумводяной эжекторной установкой. В ней, однако, осуществляется абсорбционный принцип отсоса водяных паров из испарителя вместо эжекционного.

На рис. 96 представлена диаграмма  $\lg p - \xi$  для раствора бромистого лития в воде. По оси ординат на логарифмиче-

ской шкале нанесены давления в мм вод. ст., по оси абсцисс — процентная концентрация бромистого лития.

На этой же шкале, кроме линий постоянной концентрации и изобар (прямые линии параллельные координатным осям), нанесены также и изотермы.

На диаграмме показаны процессы изменения состояния, совершающиеся в различных аппаратах машины с жидким раствором лития.

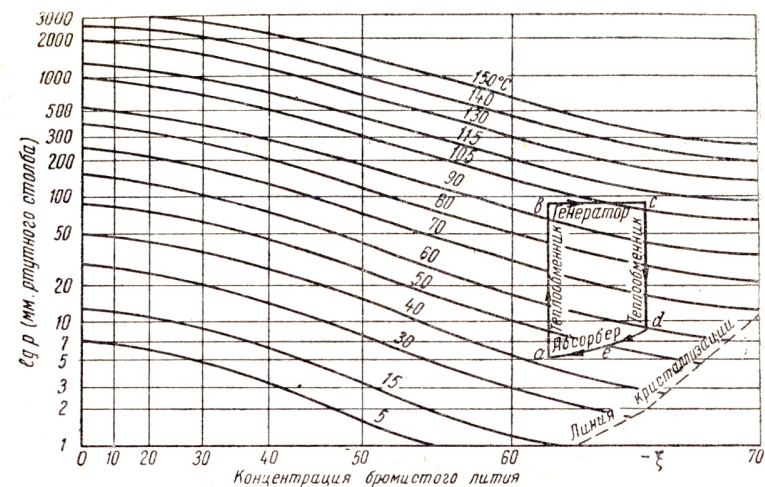


Рис. 96. Диаграмма  $\lg p - \xi$  для водного раствора бромистого лития.

Здесь:

- ab* — подогрев в теплообменнике;
- bc* — увеличение концентрации в генераторе;
- cd* — охлаждение в теплообменнике;
- de* — смешение в эжекторе;
- ea* — охлаждение в абсорбере.

Диапазон давлений, в которых совершается цикл установки, весьма не велик, что является существенным преимуществом этой машины. Благодаря низкому давлению, господствующему во всех аппаратах этой машины, вес аппаратов и трубопроводов не велик и затрата металла на нее, по сравнению с другими абсорбционными и даже компрессионными машинами, получается меньшей. Легкость всей машины позволяет устанавливать ее без специальных фундаментов в различных частях зданий.

Благодаря отсутствию ректификации по энергетическим показателям вакуумводяная абсорбционная машина стоит выше водно-аммиачной. В то время, как в аммиачной машине (одноступенчатой, при температуре испарения около 0°С) тепловой коэффициент составляет около 0,5, описанная



установка обладает тепловым коэффициентом около 0,7 (при температуре испарения воды  $+2^{\circ}\text{C}$ ). Кроме того, эта машина может работать, потребляя отработанный пар низкого давления. Естественно, что, применяя пар низкого давления, приходится увеличивать поверхность нагрева генератора.

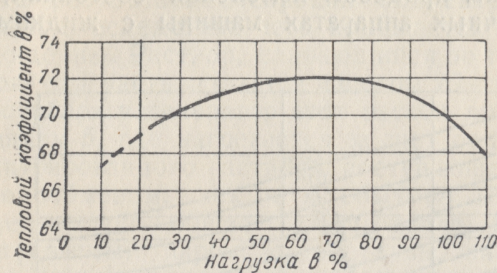


Рис. 97. Зависимость теплового коэффициента от нагрузки.

Весьма положительной особенностью данной машины является сравнительная стабильность теплового коэффициента при изменении нагрузки. Значение теплового коэффициента вакуумводяной абсорбционной машины в зависимости от нагрузки представлено на рис. 97 (данные испытаний).

Как видно из рисунка, максимальной величины тепловой коэффициент достигает при значении нагрузки 70%, когда он равен 0,72.

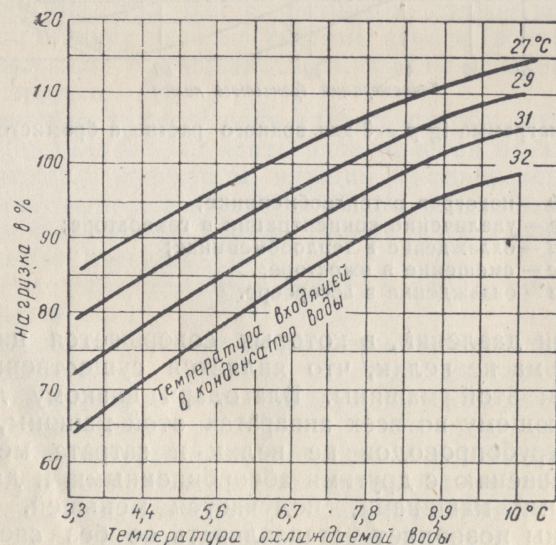


Рис. 98. Зависимость между температурой охлаждаемой воды и нагрузкой при различных температурах конденсационной воды.

При нагрузке 110% тепловой коэффициент сравнительно мало понижается и сохраняет высокое значение (0,68). На

рис. 98 приведена опытная зависимость между температурой охлаждаемой воды и нагрузкой для четырех температур входящей в конденсатор воды.

Безвредность применяемых агентов, высокое значение теплового коэффициента, низкие давления в аппаратах, возможность использовать тепло низкого потенциала — все эти качества вакуумводяной абсорбционной машины делают ее весьма перспективной, особенно в тех случаях, когда необходим холод при сравнительно высоких температурах (около  $0^{\circ}\text{C}$ ).

Опыт эксплуатации вакуумводяных абсорбционных машин в лабораторных и производственных условиях показал, что раствор бромистого лития достаточно стоек и химически не изменяется после нескольких лет использования в машине, оставаясь достаточно чистым продолжительное время. В целях предохранения от коррозии трубопроводов и аппаратов, по которым протекает раствор бромистого лития, применяются специальные антикоррозионные присадки и соответственно подбираются материалы трубопроводов и аппаратов.

## 6. Абсорбционные машины для домашних холодильных шкафов

Безнасосная машина непрерывного действия наиболее удобна для домашних шкафов; она работает по принципу уравнения давлений в абсорбере и генераторе благодаря заполнению абсорбера нейтральным газом (обычно водородом).

Схема абсорбционной безнасосной машины непрерывного действия представлена на рис. 99. Машина работает следующим образом. Электрическая грелка нагревает водно-аммиачный раствор в генераторе *a*. Пары аммиака, проходя через дефлегматор *b* конденсируются в конденсаторе *c*. Пары воды конденсируются и стекают обратно в кипятыльник. Из конденсатора жидкий аммиак поступает в испаритель *d*, где, разливаясь тонким слоем по полкам, испаряется, производя холодильное действие. Испаритель *d* снабжен снаружи ребрами, он установлен в холодильной изолированной камере шкафа.

Испаритель, как и абсорбер *e*, заполнен нейтральным газом (обычно водородом) таким образом, что при установившемся режиме полное давление в испарителе равно давлению в конденсаторе. Парциальное же давление паров аммиака в испарителе ниже, чем в конденсаторе. Водно-аммиачная смесь, как более тяжелая, отводится из нижней части испарителя и поступает в абсорбер.



В абсорбер из генератора поступает слабый раствор, который предварительно проходит теплообменник  $f_2$ , где он и охлаждается. Этот раствор, растекаясь по полкам абсорбера, поглощает пары аммиака из водно-аммиачной газовой смеси. Более легкий водород, освободившись от аммиачных паров, скапливается в верхней части абсорбера и перетекает снова в испаритель.

Для того, чтобы в испаритель подавать предварительно охлажденный водород, в схему включен теплообменник  $f_1$ , который, охлаждая поступающий в испаритель водород, подогревает смесь паров аммиака и водорода, идущую из испарителя в абсорбер. Включение этого теплообменника увеличивает тепловой коэффициент машины.

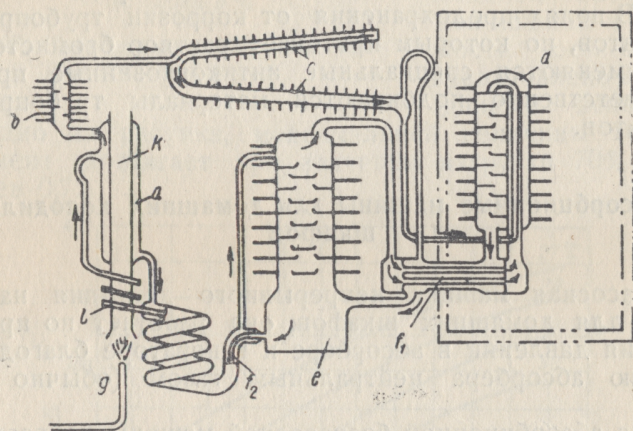


Рис. 99. Схема безнасосной машины непрерывного действия:

$a$  — генератор;  $b$  — ректификатор;  $c$  — конденсатор;  $d$  — испаритель;  $e$  — абсорбер;  $f_1$  и  $f_2$  — теплообменники;  $g$  — газовая горелка;  $l$  — змеевик;  $k$  — грелка.

Так как общее давление в абсорбере (сумма парциальных давлений водорода и аммиака) равно давлению в генераторе, то для перекачивания крепкого раствора из абсорбера в генератор необходимо преодолеть всего лишь сопротивление теплообменника  $f_2$  и трубопровода. Для этого трубка, соединяющая абсорбер с генератором, образует змеевик  $l$ , обвивающий грелку  $k$ . Этим создается термосифон. Нагрев раствора в витках термосифона приводит к частичному парообразованию, благодаря которому раствор уносится в генератор без помощи насоса.

Ректификатор, конденсатор и абсорбер снабжены с наружной стороны ребрами, поэтому поверхность охлаждения

значительно увеличена, и тепло из этих аппаратов отводится наружным воздухом.

При установившемся режиме работы через ректификатор проходит смесь паров воды и аммиака, через конденсатор — аммиачные пары, а в испарителе и абсорбере циркулирует смесь водородных и аммиачных паров.

Водно-аммиачный раствор циркулирует между абсорбером и генератором.

Для того, чтобы удалить водород, проникающий при длительных остановках в конденсатор, установлена вертикальная трубка, соединяющая непосредственно конденсатор с теплообменником. При нагреве генератора аммиачные пары вытесняют водород из конденсатора в теплообменник, откуда они поступают в абсорбер.

Применение такой безнасосной машины для малых холодильных шкафов вполне оправдывается надежностью работы, так как отсутствуют какие-либо движущие механизмы. К тому же, по сравнению с абсорбционными машинами периодического действия, они потребляют меньше энергии, так как в последних неизбежна потеря при периодическом попеременном нагреве и охлаждении аппаратов. Кроме того, цикл периодической машины в энергетическом отношении не выгоден ввиду отсутствия в схеме теплообменника.

Машина, работающая по рассмотренной схеме, выпускается заводом „Газоаппарат“. Емкость холодильного шкафа 45 л. При температуре наружного воздуха  $+25^\circ\text{C}$  и внутри шкафа около  $0^\circ\text{C}$  холодопроизводительность составляет 20 ккал/час; тепловой коэффициент 0,22, расход мощности около 0,14 квт.

Из абсорбционных машин периодического действия наиболее распространены машины с твердым абсорбентом. Применение твердого абсорбента дает возможность получить чистый, без примеси абсорбента, холодильный агент в конденсаторе и генераторе установки, так как парциальное давление твердого абсорбента, из которого выделяется при нагреве холодильный агент, ничтожно мало, и поэтому нет нужды в ректификации, что упрощает установку.

В качестве твердых поглотителей чаще всего применяют два: коллоидальную кремневую кислоту (силикагель) и хлористый кальций.

При применении силикагеля рабочим холодильным агентом является обычно сернистый ангидрид, поглощаемый в количестве до 40% от собственного веса. Такая значительная способность силикагеля поглощать газы и пары обусловлена пористой структурой вещества.

По существу поглощение силикагелем газов и паров не является процессом абсорбции; поглощение в данном случае осуществляется поверхностным слоем силикагеля.



Такой процесс поглощения называют адсорбцией, а холодильные машины, использующие это свойство, соответственно адсорбционными машинами. Процесс абсорбции ближе к химическому процессу, чем процесс адсорбции. При абсорбировании образуются зачастую новые химические соединения, например,  $\text{NH}_4\text{OH}$ ;  $\text{NH}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ;  $\text{CO}_2 \cdot \text{Cl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$  и др. Эти соединения имеют достаточно прочную структуру и для их разделения требуется затрачивать иногда большое количество тепла при значительном повышении температуры.

Количество адсорбируемого газа увеличивается с повышением давления. При росте температуры оно уменьшается сначала быстро, а затем медленно.

В качестве адсорбента изредка применяется в холодильной технике также и активированный уголь, который при температуре  $+20^\circ\text{C}$  и при давлении 3 ата адсорбирует аммиак в количестве до 30% по отношению к собственному весу.

Данные испытаний небольшой адсорбционной машины холодопроизводительностью 60 ккал/час показали потребление электроэнергии 205 ват/час. Эти данные отвечают тепловому коэффициенту машины:

$$\zeta = \frac{60}{205 \cdot 0,86} = 0,34.$$

В тех случаях, когда требуется сравнительно небольшое понижение температуры воздуха, например, для кондиционирования воздуха, возможно использовать принцип периодически действующей адсорбционной установки с твердым адсорбентом (силикагелем).

Для этих целей наружный влажный воздух, температуру которого необходимо понизить, подается в силикагелевый адсорбер, где адсорбент жадно поглощает влагу воздуха. Испаряя затем в сухом воздухе необходимое количество влаги путем распыла в потоке воздуха воды, возможно получить воздух нужной кондиции (необходимой температуры и влажности). Тогда, когда наружный воздух имеет близкую к 100% относительную влажность, делается возможным на довольно значительную величину понизить температуру подаваемого в помещение воздуха.

Несмотря на малое количество испаряемой воды, температура воздуха значительно меняется, так как теплоемкость воздуха мала по сравнению со скрытой теплотой парообразования воды. Такой метод охлаждения воздуха весьма заманчив, так как установка проста по конструкции и не требует применения холодильных агентов.

По существу в этой установке холодильным агентом является вода, испаряющаяся в воздухе и понижающая вслед-

ствие этого температуру влажного воздуха, подаваемого в помещение.

После насыщения силикагеля влагой его отключают от воздушной системы и подвергают нагреву, в результате которого он, работая в качестве генератора, выделяет пары воды и восстанавливает способность поглощать влагу из воздуха. После этого он приобретает способность поглощать влагу и снова работает в качестве адсорбента.

Подробно работа такой установки рассматривается в специальной литературе по вопросам кондиционирования воздуха. Применять этот принцип понижения температуры в том случае, когда необходимо значительное охлаждение, невозможно, также как нельзя этот метод использовать в случае, если относительная влажность наружного воздуха мала.

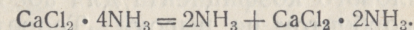
Другой твердый поглотитель — хлористый кальций — применяется обычно в сочетании с аммиаком в качестве холодильного агента.

Один моль хлористого кальция способен поглощать один, два, четыре и восемь молей аммиака, образуя аммиакаты. При поглощении максимального числа молей аммиака — восьми, образуется октоаммикат ( $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ ); при поглощении четырех молей — тетрааммикат ( $\text{CaCl}_2 \cdot 4\text{NH}_3$ ).

Октоаммикат соответствует максимальному насыщению аммиака; в нем 100 весовых частей хлористого кальция связаны с 123 весовыми частями аммиака.

Это соединение при давлении 16 ата и температуре  $95^\circ\text{C}$  разлагается на тетрааммикат и чистый аммиак. Давлению в 16 ата соответствует температура конденсации аммиака  $+40^\circ\text{C}$ .

При температуре  $106^\circ\text{C}$ , в свою очередь, тетрааммиак также разлагается в соответствии с формулой:



Разложение  $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{NH}_3$  происходит при значительно более высоких температурах, при которых уже возможна диссоциация аммиака. Поэтому чаще всего при работе машины для того, чтобы использовать тепло сравнительно низкого потенциала и избежать диссоциации аммиака, пользуются разложением октоаммикатов и тетрааммикатов, не ведя дальнейшего разложения  $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{NH}_3$ .

Таким образом, из восьми молей для получения холода можно использовать только шесть. На 1 кг  $\text{CaCl}_2$  приходится, примерно, 0,92 кг рабочего аммиака.

Практически при генерации не доходят до содержания двух молей аммиака в абсорбенте. Также и при абсорбции



не доводят до полного насыщения (до восьми молей), так как это требует слишком большого времени.

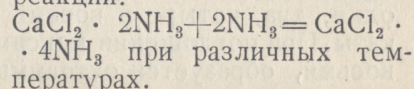
Абсорбция идет тем медленнее, чем ближе подходят к пределу насыщения. Учитывая это обстоятельство, можно считать, что на 1 кг хлористого кальция можно получить только около 170 ккал полезной холодопроизводительности. Таким образом, если требуется, например, получить 1000 ккал за период, то необходимо в генераторе иметь не менее 6 кг хлористого кальция.

Свойства аммиаков сильно отличаются от свойств водно-аммиачных растворов; в то время, как в последних при постоянной температуре увеличение концентрации аммиака вызывает рост давления, для аммиаков при постоянной температуре давление остается постоянным в течение реакции расщепления или поглощения. Образование аммиаков является процессом химического соединения и сопровождается выделением теплоты реакции.

Таблица 30

Температура (в °C)	Теплота образования
0	608
20	601
40	593
60	586
80	570
100	550

В табл. 30 приведены значения теплот образования для реакции:



Эти количества тепла должны быть отведены в окружающую среду в процессе абсорбции или подведены при отгонке аммиака в генераторе.

Для увеличения скорости реакции аммиаков иногда добавляют активизирующие вещества. Такими активизирующими веществами являются оксихлориды некоторых металлов.

Значения теплового коэффициента для абсорбционных машин с сухим абсорбентом не высоки. Теоретическая величина теплового коэффициента, подсчитанная для температуры конденсации  $+30^\circ\text{C}$  и температуры испарения  $-10^\circ\text{C}$ , получается 0,4. Данные испытаний позволяют оценить значение действительного теплового коэффициента величиной 0,2.

## 7. Техно-экономическое сопоставление абсорбционных и компрессионных машин

В связи с широким развитием холодильного строительства важно выявить области наиболее целесообразного применения абсорбционных холодильных машин. Особенную важность эта задача приобретает в связи с возможностью использования дешевой тепловой энергии от теплоэлектро-

централи, а также при кооперированном тепло-холодо-электроснабжении на производстве, которое нуждается в искусственном холоде.

Выбор наиболее целесообразного способа получения холода должен решаться при проектировании как на основе учета энергетического критерия, определяющего минимальные энергозатраты (минимальные расходы топлива во всем комплексе энергетического хозяйства предприятия), так и на основе калькуляции себестоимости холода.

Далеко не всегда минимальным энергозатратам будут отвечать также и минимальные капиталовложения. Поэтому только один энергетический критерий не может служить определяющим при выборе того или иного типа холодильной машины.

Правильно исчисленная калькуляция себестоимости холода и оценка капитальных затрат должны в конечном счете дать ответ на вопрос, какой тип холодильной машины (абсорбционной или компрессионной) будет более целесообразен.

С появлением безвредных фреонов и развитием фреоновых машин использование абсорбционных холодильных машин, главным образом, ограничивается промышленными установками общего назначения. Для таких установок можно с помощью одноступенчатого сжатия в абсорбционных машинах достигать температуры кипения до  $-50^\circ\text{C}$ , что при наличии дешевой тепловой энергии греющего источника обеспечивает благоприятный энергетический эффект. Усовершенствованная холодильная технология замораживания и хранения скоропортящихся продуктов выдвигает необходимость применения низких температур кипения холодильного агента (около  $-40^\circ\text{C}$ ), которые трудно достижимы в обычных одноступенчатых компрессионных машинах, и сравнительно легко могут быть получены в абсорбционных установках.

Подробное исследование экономичности абсорбционных машин было проведено И. С. Бадилькесом<sup>1</sup>. Как показали его расчеты, затраты на постройку и обслуживание рабочим персоналом в абсорбционных и компрессионных машинах можно, примерно, считать одинаковыми.

Автор указанного исследования приходит к выводу, что при использовании отборного пара ТЭЦ с начальным давлением 29 ата и перегревом  $400^\circ\text{C}$  абсорбционная установка с температурой кипения аммиака около  $-50^\circ\text{C}$  в энергетическом отношении более выгодна, чем компрессионная, работающая даже при температурах кипения  $-35^\circ\text{C}$ .

<sup>1</sup> И. С. Бадилькес. Области преимущественного применения абсорбционных холодильных машин, журнал „Холодильная техника“ № 4, 1949.



К аналогичным результатам о техно-экономической выгоды абсорбционной машины при низких температурах кипения приходит Ф. Д. Урланг, сопоставлявший абсорбционные машины с компрессионными.

При решении вопроса о выборе того или иного типа машины должны учитываться такие факторы, как простота конструкции, удобство и безопасность обслуживания и ряд других существенных в эксплуатации установки обстоятельств. Кроме того, необходимо принимать во внимание то обстоятельство, что предприятие, для которого проектируется машина, как правило, потребляет не только холод, но также и тепло и электроэнергию.

Потребление холода может по времени, ввиду сезонности работы, не совпадать с потреблением электрической и тепловой энергии. В частности, на предприятиях пищевой промышленности, ввиду сезонности их работы, имеются резкие колебания потребления холода и энергии.

Правильный выбор типа холодильной машины должен быть произведен с учетом этих колебаний для наилучшего использования оборудования предприятия.

В тех случаях, когда предприятие имеет собственное энергоснабжение, возможны следующие схемы получения холода.

1. Компрессионная холодильная машина потребляет электроэнергию собственной станции.
2. Абсорбционная машина питается острым паром котельной или непосредственно потребляет топливо (отопитель).
3. Абсорбционная машина потребляет отборный пар собственной станции или ее отработавший пар.
4. Комбинированная компрессионно-абсорбционная, снабжающаяся соответственно — компрессионная электроэнергией собственной станции и абсорбционная — отработавшим паром.
5. Двуступенчатая абсорбционная машина, в которой ступень высокого давления питается острым паром, а ступень низкого давления — отработавшим паром силовой установки.

Задаваясь ожидаемыми значениями теплового коэффициента абсорбционной машины и холодильного коэффициента компрессионной машины и выражая расход энергии (тепловой и электрический) в обоих случаях через расходы пара, делается возможным проводить сопоставление перечисленных схем по энергетическому показателю.

Существенно различные результаты в смысле энергетических показателей получаются в том случае, когда предприятие, для которого проектируется холодильная машина, нуждается не только в холоде, но и в тепле низкого потенциала (в горячей воде).

Если количество горячей воды, получаемой от абсорбционной установки, не удовлетворяет всех потребностей производства, а также необходимо получать горячую воду

из бойлерной установки, то тогда абсорбционная машина по расходу пара всегда будет выгоднее компрессионной. В том же случае, когда предприятие не нуждается в горячей воде, более выгодной по расходу пара может оказаться компрессионная машина.

Одним из основных факторов, зачастую определяющим выбор того или иного метода производства холода, является величина капиталовложений. Сопоставление капиталовложений на компрессионную и абсорбционную машины само по себе может во многих случаях решающим образом влиять на этот выбор при проектировании.

При исчислении капиталовложений необходимо учитывать стоимость основного оборудования (компрессоров, аппаратов и трубопроводов) и его монтаж, стоимость фундаментов, зданий, машинного зала, а также вспомогательных устройств (градирен, водяных и паровых магистралей и др.). Стоимость холодильных камер и их изоляции, так же, как и стоимость морозильных аппаратов и ледогенераторов естественно при сопротивлении не нужно учитывать, так как эта стоимость для абсорбционного и компрессионного вариантов будет одной и той же. Таким образом, достаточно для сопоставления вычислить только капиталовложения, связанные с получением холода в машинном зале.

Проведенное Ф. Д. Урлангом сопоставление капиталовложений в абсорбционных и компрессионных машинах позволяет сделать следующие выводы:

1. При температуре испарения — 5°C капиталовложения по абсорбционной и компрессионной установкам примерно равны, при малых же производительностях абсорбционные установки требуют больших капиталовложений.

2. При температуре испарения — 15°C абсорбционные установки с давлением греющего пара 3 ата и особенно 6 ата дают экономию капиталовложений по сравнению с компрессионными.

3. При температурах испарения — 25°C и — 33°C абсорбционные машины с давлением греющего пара 3 ата и 6 ата дают довольно значительную экономию капитальных затрат, возрастающих по мере роста холодопроизводительности установки.

Значительная экономия по капиталовложениям в абсорбционных установках, по сравнению с компрессионными, получается за счет меньших площадей машинного зала, так как многие аппараты абсорбционной установки могут устанавливаться на открытых площадях предприятий.

Техно-экономическое сопоставление различных методов производства холода должно производиться также на основе калькуляции себестоимости холода.

Калькуляция себестоимости холода в основном складывается из следующих элементов:



1) заработная плата обслуживающего персонала (с начислениями);

2) электроэнергия, приводящая в движение компрессор компрессионной установки, циркуляционные насосы в установках обоих типов и водно-аммиачные насосы в абсорбционной установке;

3) охлаждающая вода (добавочная, восполняющая убыль);

4) греющий пар в абсорбционной машине или топливо при огневом обогреве. При определении стоимости собственного пара следует учитывать лишь дополнительные затраты, которые имеет предприятие в связи с увеличением потребления пара на холодильную машину, а не среднюю себестоимость пара на предприятии;

5) расход холодильного агента, смазки и другие эксплуатационные расходы;

6) амортизация и текущий ремонт.

Перечисленные выше элементы себестоимости холода целесообразно разбить на две группы: первая группа — расходы, зависящие, главным образом, от производительности установки и не зависящие от цен на электроэнергию и топливо, и вторая группа — расходы энергетические (электроэнергия, пар и топливо).

Первая группа расходов может быть названа постоянной частью калькуляции. К ней относятся все перечисленные выше расходы, за исключением расходов на электроэнергию и на пар.

Численные значения этой части расходов (постоянная часть калькуляции, не зависящая от стоимости энергии) целесообразно относить к одному часу работы установок в зависимости от холодопроизводительности, температур испарения, а для абсорбционной машины также в зависимости от давления греющего пара.

Размер отчислений на текущий ремонт оборудования необходимо брать различным для компрессионных и абсорбционных машин (по первым он выше, чем по вторым).

К энергетической переменной части калькуляции следует относить в компрессионных машинах только стоимость электроэнергии, в абсорбционных — стоимость электроэнергии и пара.

Если исключить сравнительно малые производительности (до 100 000 ккал/час), то можно считать, что удельный расход энергии как в компрессионных машинах, так и в абсорбционных, будет зависеть, главным образом, от температуры испарения и давления греющего пара (в абсорбционных машинах).

Зная стоимость пара и электроэнергии, нетрудно определить энергетическую часть калькуляции и затем вычислить себестоимость холода.

## ГЛАВА VII ОБРАТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ЦИКЛЫ

### 1. Воздух как холодильный агент

Воздух как холодильный агент был применен в одной из первых холодильных машин задолго до появления аммиачных и углекислотных установок. Несмотря на большие преимущества (доступность тепла, безвредность) воздушной холодильной машины, она уже в конце прошлого столетия почти совсем была вытеснена обладающими несравненно более высоким холодильным коэффициентом аммиачными и углекислотными машинами.

Основными недостатками воздушных холодильных машин явились: 1) низкие значения холодильного коэффициента, 2) сложность конструкции, связанная с необходимостью иметь расширительный цилиндр, являющийся наиболее сложным в конструктивном отношении механизмом; 3) малое значение объемной холодопроизводительности воздуха.

Однако при применении турбомашин малая объемная холодопроизводительность воздуха уже перестает являться препятствием для его использования в качестве рабочего агента даже и в случае значительной производительности.

В связи с развитием турбомашин делались попытки еще в двадцатых годах построить воздушные машины с применением турбокомпрессоров, однако и они не дали положительных результатов, так как эти установки расходовали значительно больше энергии, чем паровые. Однако, несмотря на неудачные попытки снова внедрить воздушные холодильные машины, было бы преждевременным делать вывод об их бесперспективности. Напротив, следует считать, что в самом недалеком будущем появятся успешно работающие воздушные машины, незначительно уступающие по основным показателям работы другим системам холодильных установок.



В последние годы холодильная техника применяет для различных целей очень низкие температуры (до  $-120^\circ$ ), требующие применения специальных агентов и сложных каскадных установок, поэтому перспектива внедрения воздушных машин возросла, в особенности при применении регенеративного цикла и возможных в настоящее время улучшений конструкций аксиальных турбокомпрессоров и газовых турбин.

## 2. Теоретический цикл воздушной холодильной машины без регенерации тепла

Получение низких температур рабочего тела в воздушной холодильной установке осуществляется путем адиабатического (или близкого к нему) расширения, связанного с производством внешней работы. При этом расширении работа совершается за счет внутренней энергии воздуха, температура которого падает. На рис. 100 представлена схема обычной воздушной холодильной установки без применения регенерации тепла.

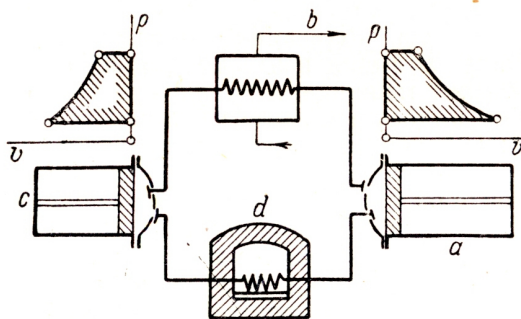


Рис. 100. Схема воздушной холодильной установки.

Из помещения  $d$ , в котором поддерживается низкая температура, засасывается циркулирующий по трубам, расположенным в этом помещении, воздух, который всасывается в компрессор  $a$ , где он подвергается адиабатическому сжатию. Температура и давление воздуха при этом повышаются; работа  $AL_1$ , затрачиваемая на сжатие, равна заштрихованной площади индикаторной диаграммы, изображенной над цилиндром компрессора. Из компрессора воздух проходит через холодильник  $b$ , где он изобарически охлаждается до температуры, близкой к наружной. После холодильника воздух поступает в расширительный цилиндр

(детандер)  $c$ , расширяясь в нем адиабатически, понижает температуру.

Охлаждение воздуха при адиабатическом расширении происходит до температуры более низкой, чем температура, поддерживаемая в охлаждаемом помещении  $d$ . При расширении возвращается работа  $AL_2$ , показанная на индикаторной диаграмме детандера. При проходе по трубам охлаждаемого помещения (рефрижератора) воздух изобарически подогревается, отнимая тепло, и снова всасывается в компрессор.

Работа, возвращенная расширительным цилиндром  $AL_2$ , будет, очевидно, меньше работы компрессора  $AL_1$ , так как в расширительный цилиндр поступает охлажденный в холодильнике воздух.

Изображая процессы, происходящие в воздушной холодильной машине, в диаграммах состояния получим круговой процесс, состоящий из двух адиабат и двух изобар (рис. 101 и 102).

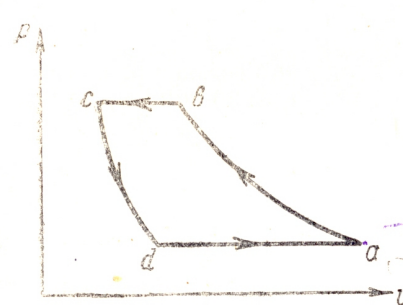


Рис. 101. Цикл воздушной холодильной машины в диаграмме  $p-v$ .

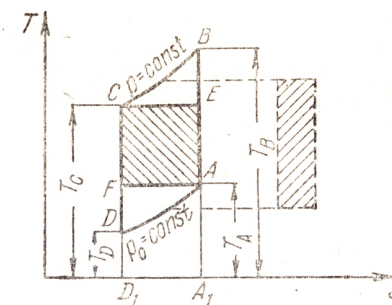


Рис. 102. Цикл воздушной холодильной машины в диаграмме  $T-S$ .

Работа, затраченная извне на совершение цикла, изображается площадью  $abca$  или в тепловых единицах площадью  $ABCA$ . Холодопроизводительность соответственно будет измеряться площадью  $D_1DAA_1$ . Количество тепла, отнимаемое в холодильнике, изображается площадью  $D_1CBA_1$ .

Если принять теплоемкость постоянной, то теоретическое значение холодильного коэффициента будет:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{C_p (T_A - T_D)}{C_p (T_B - T_A) - C_p (T_C - T_D)}.$$

Здесь величина работы  $AL$  есть разность работ компрессора и расширительного цилиндра. Сокращая на  $C_p$  и преобразуя знаменатель, получим:

$$\varepsilon = \frac{T_A - T_D}{T_A \left( \frac{T_B}{T_A} - 1 \right) - T_D \left( \frac{T_C}{T_D} - 1 \right)}.$$



Так как крайние точки адиабат  $AB$  и  $CD$  расположены на одних и тех же изобарах, то

$$\frac{T_B}{T_A} = \frac{T_C}{T_D}$$

Воспользовавшись этим равенством, получим:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_B}{T_A} - 1} = \frac{T_A}{T_B - T_A}, \quad (1)$$

или, выражая холодильный коэффициент воздушной машины через температуры в точках  $D$  и  $C$ , получим:

$$\varepsilon = \frac{T_D}{T_C - T_D}. \quad (2)$$

Холодильный коэффициент воздушной машины может быть представлен также как функция отношения давлений следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}. \quad (3)$$

Докажем, что холодильный коэффициент обратного цикла Карно выше, чем холодильный коэффициент воздушной машины. В соответствии с соображениями, изложенными ранее, с циклом  $ABCD$  должен сравниваться обратный цикл Карно  $AECFA$  (на рис. 102 заштрихован). Холодильный коэффициент этого цикла будет равен:

$$\varepsilon_K = \frac{T_A}{T_C - T_A}$$

Сравнивая это выражение с выражением (1), определяющим значение холодильного коэффициента воздушной машины, можно убедиться в том, что так как  $T_B > T_C$ , то  $\varepsilon_K > \varepsilon$ , т. е. обратный цикл Карно имеет более высокий холодильный коэффициент, чем цикл воздушной холодильной машины.

В тех случаях, когда требуется отнимать тепло при переменных температурах, как это имеет место, например, при нестационарных процессах охлаждения или замораживания, сопоставлять цикл  $ABCD$  (рис. 102) с циклом Карно  $AECFA$  неверно. В этом случае, если отнятие тепла от источника низкой температуры происходит обратимо по линии  $DA$ , образцовым циклом должен быть взят цикл  $AECDA$ .

Ниже приводим пример расчета основных величин для теоретического процесса воздушной холодильной машины.

Пример. Воздушная холодильная установка работает при следующих данных: холодопроизводительность установки  $Q_0 = 25\,000$  ккал/час; температура воздуха по выходе из холодильника  $t_c = 30^\circ$ ; температура воздуха по выходе из рефрижератора  $t_A = -15^\circ$ ;

давление в холодильнике, . . . . .  $p = 3$  ата;  
давление в рефрижераторе, . . . . .  $p_0 = 1$  "

Определить основные величины, характеризующие работу установки. Температура при выходе из расширительного цилиндра определится из формулы:

$$T_D = T_C \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 303 \left(\frac{1}{3}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 207^\circ K;$$

$$t_D = -66^\circ C.$$

Температура в конце адиабатического сжатия:

$$T_B = T_A \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 258 \left(\frac{3}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 378^\circ K;$$

$$t_b = 105^\circ C.$$

Холодопроизводительность 1 кг воздуха:

$$q_0 = C_p (t_A - t_D) = 0,24 (-15 + 66) = 0,24 \cdot 51 = 12,2 \text{ ккал/кг.}$$

Количество воздуха, циркулирующего в течение часа в установке:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{25\,000}{12,2} = 2050 \text{ кг/час.}$$

Работа, затрачиваемая в компрессоре на 1 кг воздуха:

$$AL_K = C_p (T_B - T_A) = 0,24 (105 + 15) = 0,24 \cdot 120 = 28,8 \text{ ккал/кг.}$$

Теоретическая мощность компрессора:

$$N_K = \frac{2050 \cdot 28,8}{632} = 93,4 \text{ л. с.}$$

Теоретический часовой объем компрессора:

$$V_h = \frac{CR T_A}{p_0} = \frac{2050 \cdot 29,3 \cdot 358}{10^4} = 1550 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Работа, получаемая при расширении 1 кг воздуха в расширительном цилиндре:

$$AL_g = C_p (t_c - t_D) = 0,24 (30 + 66) = 23 \text{ ккал/кг.}$$

Теоретическая мощность расширительного цилиндра:

$$N_g = \frac{G AL_g}{632} = \frac{2050 \cdot 23}{632} = 74,6 \text{ л. с.}$$



Затрачиваемая извне мощность:

$$N = N_k - N_g = 93,4 - 74,6 = 18,8 \text{ л. с.}$$

Холодильный коэффициент установки:

$$\varepsilon = \frac{T_D}{T_c - T_D} = \frac{207}{303 - 207} = 2,16.$$

Действительный холодильный коэффициент будет значительно ниже, главным образом, потому, что действительная мощность установки больше теоретической. Это объясняется тем, что теоретическая мощность установки сама по себе относительно небольшая (18,8 л. с.), выражается как разность двух больших чисел:  $N_k = 93,4$  л. с. и  $N_g = 74,6$  л. с., что при учете потерь в компрессоре и детандере приводит к резкому увеличению действительной мощности установки, превышающей теоретическую мощность в несколько раз. Кроме того, отклонение процесса расширения в детандере от адиабатического снижает также холодопроизводительность установки. Оба указанных фактора приводят к резкому снижению холодильного коэффициента воздушной холодильной установки.

### 3. Действительный процесс. Выбор оптимального цикла

Основным недостатком воздушной машины является низкий, по сравнению с паровой установкой, действительный холодильный коэффициент. Это и служит основной причиной того, что воздушные машины, несмотря на все преимущества воздуха по сравнению с другими холодильными агентами, не только не получили широкого распространения, но постепенно совсем вышли из употребления.

Для того, чтобы увеличить объемную холодопроизводительность и уменьшить размеры компрессора и детандера, а также теплопередающих аппаратов воздушной машины, приходится весьма значительно отступать от цикла Карно, работающего в данном интервале температур  $T - T_0$ ,

(где  $T_0$  — температура воздуха, выходящего из охлаждаемого помещения).

Теоретический холодильный коэффициент циклов воздушной установки (12341, 1'23'4'1' и т. д., рис. 103), по мере

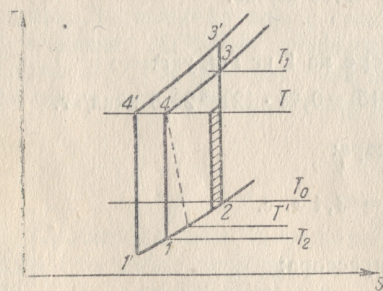


Рис. 103. К выбору цикла с максимальным холодильным коэффициентом.

приближения к элементарному (на рисунке заштрихованному) циклу, будет возрастать и в пределе стремиться к значению:

$$\varepsilon_{эл} = \frac{T_0}{T - T_0}.$$

Действительный же холодильный коэффициент при переходе к элементарному циклу, как показано ниже, стремится к нулю.

Теоретический холодильный коэффициент можно записать следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL_k - AL_g}, \quad (4)$$

где:  $Q_0$ ,  $AL_k$  и  $AL_g$  — теоретическая холодопроизводительность, работа соответственно компрессора и детандера, отнесенные к 1 кг воздуха.

Действительный цикл воздушной холодильной машины изображен на рис. 104.

Отклонения от теоретического цикла 1'23'4'1' будут следующие:

1. Конечное давление сжатия будет выше, чем в теоретическом цикле (точка 3 лежит выше точки 3' вследствие наличия в системе гидравлических сопротивлений).

2. Действительная работа сжатия будет больше теоретической вследствие необратимости процесса и наличия вредных сопротивлений в компрессоре.

3. Возвращенная работа будет меньше теоретической ввиду необратимости процесса расширения в детандере и наличия в нем вредных сопротивлений.

4. Действительная холодопроизводительность будет меньше теоретической.

Состояние в конце расширения в действительном процессе изобразится точкой 1, имеющей более высокую температуру, чем точка 1', благодаря чему теряется часть холодопроизводительности, изображенная на рис. 104 заштрихованной площадью.

Следует подчеркнуть то обстоятельство, что вследствие необратимости процесса расширения в детандере теряется наиболее ценный холод. Так как работа, затрачиваемая в холодильной машине для получения холода, зависит не только от числа калорий холода, но и от той темпера-

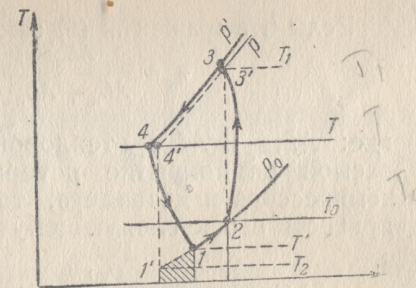


Рис. 104. Действительный цикл воздушной холодильной машины.



туры, при которой холод получен, то чем ниже температура, тем холод более ценен. В рассматриваемом действительном цикле теряется по сравнению с теоретическим циклом как раз наиболее ценный холод. На получение его нужно было бы затратить больше всего работы.

Учитывая условно влияние гидравлических сопротивлений, соответственным выбором к. п. д. компрессора и детандера можно записать выражение для действительного холодильного коэффициента в следующем виде:

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{Q_{\partial\partial}}{\frac{AL_k}{\eta_k} - AL_g \eta_g} \quad (5)$$

где:  $Q_{\partial\partial}$  — действительная холодопроизводительность, измеряемая на рис. 104 площадью длиной 1—2;

$\eta_k$  — общий к.п.д. компрессора, равный произведению индикаторного к.п.д. компрессора на его механический к.п.д.;

$\eta_g$  — общий к.п.д. детандера, равный произведению индикаторного к.п.д. детандера на его механический к.п.д.

Если в выражении (5) заменить:

$$\eta_k = \frac{AL_k}{AL_k + AL_{пк}} \text{ и } \eta_g = \frac{AL_g - AL_{нг}}{AL_g},$$

где:  $AL_{пк}$  и  $AL_{нг}$  — тепловой эквивалент работы, затрачиваемой на покрытие потерь в действительном процессе компрессора и детандера, то можно после преобразований привести его к следующему виду:

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{Q_{\partial\partial}}{(AL_k + AL_{пк}) - (AL_g - AL_{нг})} = \frac{Q_{\partial\partial}}{(AL_k - AL_g) + \varepsilon AL_n} \quad (6)$$

Так как в элементарном цикле  $Q_{\partial\partial}$  стремится к нулю и одновременно разность теоретических работ  $(AL_k - AL_g)$  также стремится к нулю, то наличие в знаменателе выражения (6) постоянного слагаемого  $\varepsilon AL_n$  приводит  $\varepsilon_{\partial}$  к пределу, равному нулю.

Рассмотрим задачу нахождения оптимального цикла воздушной машины, который будет обладать при заданных температурах  $T$  и  $T_0$  наибольшим холодильным коэффициентом.

Для упрощения задачи примем, что к. п. д. детандера равен:

$$\eta_g = \frac{T - T'}{T - T_2} \quad (7)$$

Здесь:  $T'$  — действительная температура в конце расширения в детандере (рис. 104).

Далее мы можем записать:

$$Q_{\partial\partial} = C_p (T_0 - T') = C_p [T_0 - T + \eta_g (T - T_2)];$$

$$AL_k = C_p (T_1 - T_0);$$

$$AL_g = C_p (T - T_2).$$

Выражение (5) для действительного холодильного коэффициента тогда может быть представлено в виде:

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{T_0 - T + \eta_g (T - T_2)}{\frac{T_1 - T_0}{\eta_k} - \eta_g (T - T_2)} \quad (8)$$

Принимая во внимание, что для цикла 12341 (рис. 103) имеет место равенство:  $T_1 \times T_2 = T \times T_0$ , можно выразить действительный холодильный коэффициент, исключив  $T_1$ , как функцию величин:

$$T_0, T, \eta_g, \eta_k \text{ и } T_2; \quad (9)$$

$$\varepsilon_{\partial} = \frac{\frac{T_0 - T}{T - T_2} + \eta_g}{\frac{T_0}{T_2 \eta_k} - \eta_g}.$$

В это выражение входит температура  $T_2$ , которая при заданных значениях температур  $T_0$  и  $T$ , а также при определенных значениях  $\eta_k$  и  $\eta_g$  однозначно определяет цикл.

При дальнейшем исследовании примем, что к. п. д. компрессора и детандера ( $\eta_k$  и  $\eta_g$ ) остается постоянным, тогда, приравнявая к нулю производную  $\frac{d\varepsilon_{\partial}}{dT_2}$  получим уравнение, корень которого даст значение  $T_2$ , при котором действительный холодильный коэффициент будет максимальным. Это уравнение после преобразования имеет следующий вид:

$$T_2^2 \left[ \frac{\eta_g \eta_k (T - T_0)}{T_0} + \eta_g \right] - 2 \eta_g T T_2 + T(T_0 + \eta_g T - T) = 0. \quad (10)$$

Задаваясь вероятными значениями  $\eta_g^*$  и  $\eta_k$ , а также подставляя в уравнение (10) величины  $T$  и  $T_0$ , можно вычислить температуру  $T_2$  и этим полностью определить то оптимальное значение степени сжатия в компрессоре, которому соответствует наибольший действительный холодильный коэффициент.

Пример. Определить действительный холодильный коэффициент воздушной машины и наивыгоднейшую степень сжатия в компрессоре, если температура воздуха после охлаждения в холодильнике  $t = 25^\circ\text{C}$  ( $T = 298^\circ\text{K}$ ); температура воздуха, всасываемого в цилиндр компрессора  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  ( $T_0 = 263^\circ\text{K}$ ); к. п. д. компрессора и детандера принимаем каждый равным 0,8.



Подставляя значения величин  $T$ ,  $T_0$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_g$  в уравнение (10), получаем:

$$0,885 \cdot T_2^2 - 476,8 T_2 + 298 \cdot 203,4 = 0.$$

Решение этого уравнения дает значение  $T_2 = 204^\circ\text{K}$ , при котором действительный холодильный коэффициент при заданных условиях должен быть близок к максимальному. Температура в конце адиабатического расширения в детандере должна быть равна  $-69^\circ\text{C}$ .

Температура в конце адиабатического сжатия, отвечающая данной температуре  $T_0$ , будет равна:

$$T_1 = \frac{TT_0}{T_2} = 383^\circ\text{K} (t_1 = 110^\circ\text{C}).$$

Степень сжатия в компрессоре может быть определена из известного выражения:

$$\frac{P}{P_0} = \left( \frac{T_1}{T_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

откуда, подставляя значения  $T_1$  и  $T_0$ , имеем:

$$\frac{P}{P_0} = 3,8.$$

Таким образом, если начальное давление равно 1 ата, то давление конца сжатия будет 3,8 ата. Действительный холодильный коэффициент будет равен:

$$\epsilon_{\partial} = \frac{263 - 298 + 0,8 (298 - 204)}{0,8 (298 - 204)} = 0,53.$$

Для того, чтобы оценить, насколько сильно необратимость процесса в детандере и компрессоре влияет на значение действительного холодильного коэффициента, сопоставим полученное значение с холодильным коэффициентом цикла Карно. В том случае, когда температура холодного источника  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ , теоретический холодильный коэффициент цикла Карно будет:

$$\epsilon_k = \frac{263}{298 - 263} = 7,5.$$

т. е. энергетические затраты в этом наиболее целесообразном цикле воздушной машины будут, примерно, в 14 раз большими, чем в цикле Карно.

В том случае, когда теплообмен рабочего тела с холодным источником протекает обратимо по изобаре и температура воздуха повышается от  $-69^\circ$  до  $-10^\circ\text{C}$ , в качестве образца следует взять цикл Карно с температурой  $t'_0 = -40^\circ\text{C}$ . В этом случае холодильный коэффициент образцового цикла Карно будет уже равен:

$$\epsilon_k = \frac{233}{298 - 233} = \frac{233}{65} = 3,6.$$

Следовательно, для этого случая энергетические затраты в оптимальном цикле воздушной машины будут, примерно, в семь раз превышать теоретически минимальные (в цикле Карно).

Значения температуры оптимального цикла  $T_2$ , как и величина  $\epsilon_{\partial}$ , определяемые уравнением (10), даются в табл. 31 в зависимости от величин  $T_0$ ,  $T$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_g$ .

При вычислении принято, что  $\eta_k = \eta_g$ , так как эти коэффициенты на практике близки друг к другу.

Таблица 31

Значения оптимальной температуры и максимальные значения холодильного коэффициента  $\epsilon_{\partial}$  в зависимости от температур

$T_0$ ,  $T$  и  $\eta_k = \eta_g$

$\eta_k = \eta_g$		0,70		0,75		0,80		0,85	
$t_0$	$t$	$T_2$	$\epsilon_{\partial}$	$T_2$	$\epsilon_{\partial}$	$T_2$	$\epsilon_{\partial}$	$T_2$	$\epsilon_{\partial}$
+ 5	+20	228	0,45	231	0,515	237	0,80	245	1,1
5	+30	213	0,36	220	0,48	228	0,644	234	0,89
5	+35	209	0,33	213	0,438	222	0,58	232	0,814
5	+40	204	0,30	210	0,404	218	0,565	226	0,75
5	+50	195	0,26	203	0,347	212	0,476	222	0,65
± 0	+20	220	0,36	219	0,56	228	0,707	234	0,98
0	+30	204	0,33	208	0,434	218	0,584	226	0,802
0	+35	199	0,30	205	0,352	213	0,537	223	0,74
0	+40	195	0,28	202	0,369	210	0,523	219	0,69
0	+50	186	0,25	196	0,330	204	0,440	212	0,60
- 5	+20	204	0,34	210	0,474	219	0,634	226	0,87
- 5	+30	195	0,30	200	0,394	210	0,532	218	0,73
- 5	+35	191	0,274	197	0,366	203	0,494	215	0,68
- 5	+40	187	0,254	194	0,339	201	0,457	212	0,64
- 5	+50	180	0,221	188	0,298	199	0,402	207	0,52
-10	+20	193	0,32	202	0,427	208	0,572	216	0,785
-10	+30	186	0,27	193	0,361	203	0,488	214	0,672
-10	+35	181	0,25	190	0,336	198	0,454	207	0,628
-10	+40	179	0,233	186	0,314	192	0,424	204	0,585
-10	+50	172	0,204	181	0,276	190	0,374	199	0,519
-15	+20	188	0,290	187	0,395	201	0,522	210	0,766
-15	+30	178	0,250	184	0,333	195	0,446	203	0,617
-15	+35	175	0,230	181	0,310	192	0,419	201	0,576
-15	+40	170	0,215	179	0,287	197	0,414	196	0,544
-15	+50	164	0,189	173	0,255	183	0,348	194	0,484
-20	+20	185	0,260	184	0,353	194	0,476	201	0,66
-20	+30	169	0,227	177	0,306	187	0,414	196	0,57
-20	+35	165	0,212	174	0,385	183	0,388	194	0,536
-20	+40	163	0,200	172	0,268	180	0,363	191	0,504
-20	+50	158	0,170	162	0,237	176	0,324	186	0,450



Влияние степени необратимости процессов расширения и сжатия, а также влияние нижнего температурного предела  $T_0$  на величину  $\epsilon_d$  наглядно представлено на рис. 105. При этом верхняя температура принята равной  $30^\circ \text{C}$ .

В первой главе было указано, что при определении потребной мощности холодильной машины вследствие изменения режима ее работы необходимо установить, какой цикл обладает максимумом величины  $AL_v$  (т. е. минимумом  $V_p$ ).

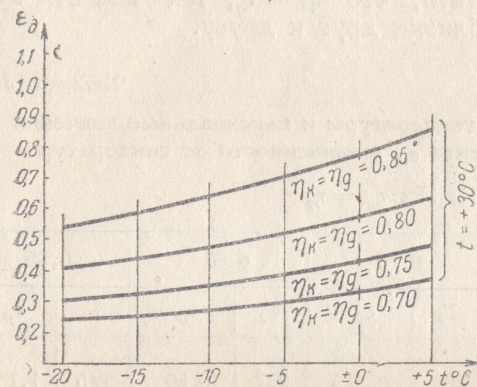


Рис. 105. Влияние на действительный холодильный коэффициент к. п. д. компрессора и детандера.

При работе по этому циклу потребная мощность установки будет наибольшей при заданном часовом объеме компрессора.

Рассматривая семейство циклов воздушной машины, ограниченных температурами  $T$  и  $T_0$ , мы можем выделить среди них габаритный цикл, т. е. цикл, для которого будет максимальной ( $V_p$  — минимальной).

Определим, какое должно быть соотношение

между параметрами для габаритного цикла, составленного двумя изобарами и двумя адиабатами.

Для этого выразим рабочий объем как функцию параметров.

Выражение для рабочего объема цилиндра в данном случае напишется в виде:

$$V_p = \frac{v_4 N}{nc_p (T - T_0) \frac{T_2 - T_0}{T_2}} \quad (11)$$

Величина  $v_4$  является функцией  $T_2$ . Выражая  $v_4$  через  $T_2$  и подставляя это значение в уравнение (11), получим:

$$V_p = \frac{a}{b T_2 - d T_2^2 - c}; \quad (12)$$

здесь величины  $a, b, c, d$  в нашем исследовании постоянны.

Находя по обычным правилам экстремальное значение функции  $V_p$ , определяемой уравнением (12), нетрудно прийти к выводу, что цикл, удовлетворяющий условию макси-

муму  $V_p$ , т. е. габаритный цикл должен удовлетворять следующему простому соотношению:

$$T_2 = \frac{T + T_0}{2}. \quad (13)$$

В обратном цикле, по которому работает воздушная холодильная машина, удовлетворяющая этому условию, требуется наибольшая затрата энергии при заданном рабочем объеме компрессора.

#### 4. Регенерация тепла в газовых циклах

Назначение регенерации может быть окончательно выяснено при рассмотрении не только образцовых обратимых циклов, но также и при сопоставлении циклов внутренне необратимых.

Преимущества регенерации в прямых и обратных циклах аналогичных, поэтому вначале рассмотрим прямые циклы.

На рис. 106 представлен прямой цикл Карно 12341 и в тех же интервалах температур ( $T - T_0$ ) регенеративный цикл 15641.

В этом последнем цикле происходит внутренний теплообмен по линиям 15 и 64. Рабочее тело, охлаждаясь от температуры  $T$  до  $T_0$  по линии 64, нагревает рабочее тело от температуры  $T_0$  до температуры  $T$  в процессе 15.

Сопоставим эти два цикла. Они обладают одинаковыми термическими к. п. д., но в то время как в цикле Карно для приведения рабочего тела от температуры  $T_0$  до температуры  $T$  необходимо затрачивать работу, в идеальном регенеративном цикле увеличение температуры достигается путем внутреннего теплообмена.

В результате, осуществляя регенеративный цикл, мы значительно суживаем диапазон давлений. Если в цикле Карно необходимо работать в диапазоне давлений  $P_{\max} - P_{\min}$ , то при осуществлении идеального регенеративного цикла (при тех же значениях  $Q_1$  и  $Q_2$ ) этот диапазон уменьшается до пределов  $P'_{\max} - P_{\min}$ .

Следовательно, в идеальном регенеративном цикле при том же термическом к. п. д., что и в цикле Карно, суживается диапазон давлений.

Это обстоятельство, кроме непосредственных конструктивных преимуществ, приводит к весьма положительному обстоятельству.

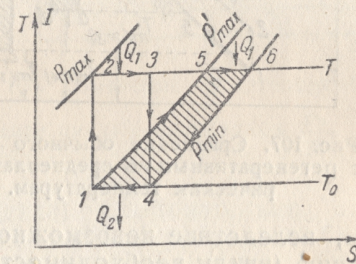


Рис. 106. Сравнение цикла Карно с идеальным регенеративным циклом.



Вследствие сужения диапазона давлений влияние внутренней необратимости, т. е. необратимости в процессах сжатия и расширения, на действительный к. п. д. в регенеративном цикле меньше, чем в цикле Карно.

Аналогичное преимущество имеет и обратный регенеративный цикл 14651 по сравнению с обратным циклом Карно 14321.

В цикле Карно адиабатическое расширение 21, происходящее от давления  $P_{\max}$  до давления  $P_{\min}$ , сопряжено со значительной потерей холода вследствие необратимости, что уменьшает и возвращаемую детандером работу и приводит к падению холодопроизводительности. Влияние внутренней необратимости в случае регенеративного цикла будет меньше, чем в цикле Карно.

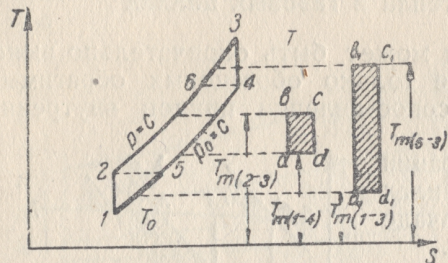


Рис. 107. Сравнение обычного цикла с регенеративным по среднепланиметрическим температурам.

Однако при реализации регенеративного цикла, вследствие невозможности осуществить полную регенерацию (ввиду необходимости иметь конечную разность температур в процессе внутреннего теплообмена), неизбежны дополнительные потери, приводящие к уменьшению к.п.д. прямого цикла и к уменьшению холодильного коэффициента обратного цикла.

Преимущества регенерации в прямых и обратных газовых циклах делаются особенно ясными при сопоставлении двух циклов, образованных адиабатами и изобарами (простого и регенеративного).

Увеличение термодинамического к. п. д. цикла становится особенно наглядным, если производить сравнение циклов по среднепланиметрическим температурам в процессе сообщения и отнятия тепла (рис. 107).

Для цикла без регенерации эквивалентным циклом Карно, т. е. циклом Карно, имеющим то же  $\eta_t$ , является цикл  $abcda$ , построенный на среднепланиметрических температурах для процессов 2—3 и 1—4; в случае же регенерации, так как внешнее тепло сообщается и отнимается только в процессах 6—3 и 1—5, эквивалентным циклом Карно должен быть взят цикл  $a_1b_1c_1d_1a_1$ . В данном случае не принята во внимание необратимость процесса теплообмена в регенераторе, благодаря чему температуры в точках 4 и 6, 5 и 2 приняты соответственно равными.

Из рассмотрения рис. 108 следует, что чем меньше степень расширения в регенеративном цикле, тем выше термический к. п. д. и в пределе при отношении  $\frac{P}{P_0} = 1$  термический к. п. д. будет равен термическому к. п. д. цикла Карно.

Для определения термического к. п. д. циклов достаточно построить на соответственных среднепланиметрических температурах циклы Карно.

Так, для цикла 12341 соответственным циклом Карно является цикл  $abcda$ , а для цикла 12'3'4'1 цикл  $a_1b_1c_1d_1a_1$  (рис. 108). При этом, как показывают численные расчеты, не только для идеальных, но и для реальных газов возможно вычислять среднепланиметрическую температуру как среднюю логарифмическую (погрешность при таком расчете составляет для реальных газов доли процента). Следовательно, для цикла Карно  $abcda$  верхняя граница температур должна быть взята равной:

$$T_m = \frac{T - T_0}{\ln \frac{T}{T_0}}, \text{ нижняя } T_{om} = \frac{T_5 - T_0}{\ln \frac{T_5}{T_0}}.$$

Соответственно для цикла  $a_1b_1c_1d_1a_1$ :

$$T_m = \frac{T - T_4'}{\ln \frac{T}{T_4'}} \text{ и } T_{om} = \frac{T_2' - T_0}{\ln \frac{T_2'}{T_0}}.$$

Для выяснения целесообразности применения регенерации сравним изображенные на рис. 109 циклы 1 и 2. В обоих циклах среднепланиметрическая температура подвода и отвода тепла одинакова, следовательно, равны и термические к. п. д.; при этом в первом цикле не осуществляется регенерация, второй цикл — регенеративный.

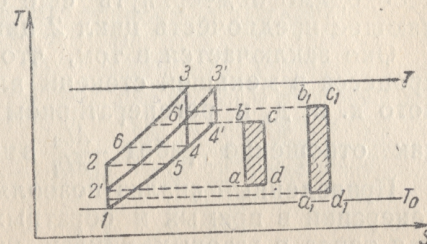


Рис. 108. Изменение  $\eta_t$  регенеративного цикла с изменением  $\frac{P_0}{P}$ .

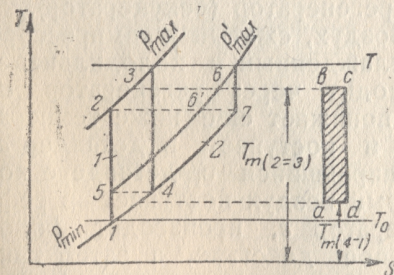


Рис. 109. Сравнение регенеративного цикла с обычным.



Возникает вопрос, каким преимуществом обладает второй цикл по сравнению с первым?

В то время, как максимальное давление в первом цикле равно  $P_{\max}$ , во втором оно значительно ниже и равно  $P'_{\max}$ . Таким образом, первое преимущество регенерации заключается в понижении максимального давления.

Кроме указанного преимущества цикла 2, по сравнению с циклом 1, заключающегося в более низких давлениях, необходимо подчеркнуть еще одно обстоятельство, заставляющее предпочесть цикл 2 циклу 1.

Оно заключается в том, что внутренняя необратимость процесса в меньшей степени влияет на значение эффективного к. п. д. в регенеративном цикле, чем в обычном, так как отношение работ  $\frac{AL_2}{AL_1}$  в первом меньше, чем во втором.

Приведенный анализ позволяет формулировать цели регенерации в прямых и обратных газовых циклах. Регенерация тепла в газовых циклах приводит к следующим положительным свойствам:

- 1) приближает при данном температурном интервале цикл к циклу Карно;
- 2) снижает диапазон давлений, в которых работает цикл;
- 3) уменьшает влияние внутренней необратимости на эффективный к. п. д. цикла (на значение действительного холодильного коэффициента для обратного цикла).

### 5. Регенеративный цикл воздушной холодильной машины

Схема холодильной машины, работающей регенеративным циклом представлена на рис. 110. На этой схеме:  $a$  — компрессор,  $b$  — охладитель (холодильник);  $c$  — детандер (расширительный цилиндр),  $e$  — рефрижератор;  $d$  — регенератор (рекуператор).

Воздух, сжатый в компрессоре и охлажденный в холодильнике, проходит через регенератор  $d$ , где понижает еще ниже температуру и поступает в детандер  $c$ . Расширившийся в детандере холодный воздух поступает в рефрижератор  $e$ , производит холодильное действие, а затем направляется в регенератор  $d$ , где охлаждает воздух, поступающий из холодильника  $b$ .

Подогретый в регенераторе воздух всасывается компрессором, после чего цикл повторяется.

Теоретический цикл описанной установки изображен в диаграмме  $T-S$  (рис. 111).

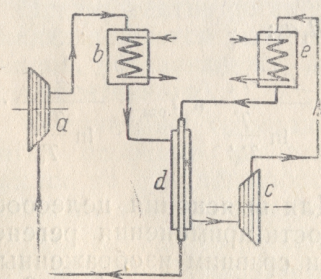


Рис. 110. Схема регенеративной установки.

Отдельными процессами регенеративного цикла (заштрихован на рис. 111) являются:

- $ab$  — адиабатическое сжатие в компрессоре;
- $bc$  — охлаждение в холодильнике;
- $cd$  — охлаждение в регенераторе;
- $de$  — расширение в детандере;
- $ef$  — подогрев в рефрижераторе;
- $fa$  — подогрев в регенераторе.

Теоретический цикл изображен для случая, когда регенерация тепла осуществляется полностью. В действительности, благодаря необходимости осуществить в регенераторе конечную разность температур для обеспечения теплообмена, точка  $d$  должна лежать выше точки  $f$ , а точка  $a$  ниже точки  $c$ .

Если сравнить изображенный на рис. 111 регенеративный цикл с обычным циклом  $fhgef$ , работающим в том же интервале температур  $T-T_0$ , то так как отнимаемое в холодильниках тепло в этих циклах одинаково и также одинаково тепло, подводимое в рефрижераторах, холодильные коэффициенты их будут также равны.

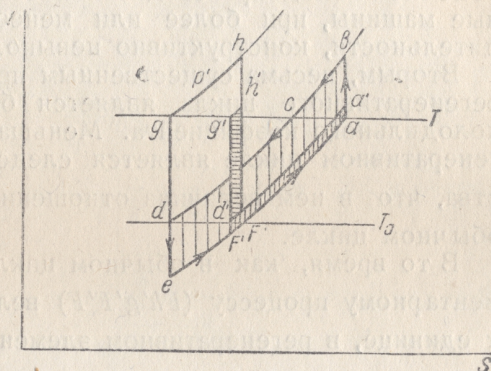


Рис. 111. Идеальный регенеративный цикл воздушной машины в  $T-S$  диаграмме.

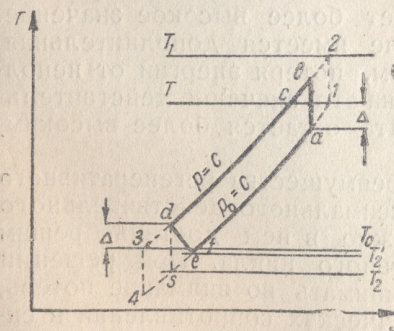


Рис. 112. Регенеративный цикл с конечной разностью температур в регенераторе.

При условии полной обратимости теплообмена в регенераторе уменьшение степени сжатия в компрессоре будет сопровождаться увеличением холодильного коэффициента, и наиболее выгодным с этой точки зрения циклом окажется элементарный регенеративный процесс, осуществляемый в интервале температур  $T-T_0$  (заштрихован дважды на рис. 111).

На рис. 112 сплошными линиями  $abcdefa$  изображен регенеративный цикл, в котором учтены конечная разность температур в регенераторе и необратимость расширения в



детандере. Теоретический идеальный регенеративный цикл на этом рисунке представлен процессами 12, 23, 34, 41, а  $\Delta$  обозначает разность температур в регенераторе.

Сравнивая регенеративный цикл с обычным (рис. 111), прежде всего легко заметить, что при одной и той же холодопроизводительности первый цикл приводит к значительно более низкому давлению, чем второй. Это обстоятельство имеет большое значение, так как оно делает возможным успешное применение турбомеханизмов вместо поршневых машин (компрессора и детандера), которые при малой объемной холодопроизводительности воздуха делали воздушные машины, при более или менее значительной производительности, конструктивно невыполнимыми.

Вторым, весьма существенным преимуществом обратного регенеративного цикла является более высокое значение холодильного коэффициента. Меньшая затрата энергии в регенеративном цикле является следствием того обстоятельства, что в нем величина отношения  $\frac{AL_2}{AL_1}$  меньше, чем в обычном цикле.

В то время, как в обычном цикле при переходе к элементарному процессу ( $Fh'g'F'F$ ) величина  $\frac{AL_2}{AL_1}$  стремится к единице, в регенеративном элементарном цикле ( $aa'd'F'a$ ) эта величина стремится к отношению  $\frac{T_0}{T}$ .

Как указывалось в первой главе, чем меньше отношение работ  $\left(\frac{AL_2}{AL_1}\right)$ , тем в меньшей степени необратимость процессов влияет на действительный холодильный коэффициент.

В связи с этим действительный холодильный коэффициент регенеративного цикла получает более высокое значение. Правда, в регенеративном цикле имеется дополнительная, по сравнению с обычным циклом, потеря энергии от неполной регенерации, но, несмотря на это, значение действительного холодильного коэффициента остается более высоким, чем в обычном цикле.

Для того, чтобы оценить преимущества регенеративного цикла и установить, какого максимального действительного холодильного коэффициента можно в нем достичь, решим задачу о нахождении оптимального цикла. При решении этой задачи мы не будем принимать во внимание потерь, связанных с наличием гидравлических сопротивлений в системе. Таким образом, при исследовании будут учитываться следующие отступления от идеального цикла:

- 1) необратимость работы компрессора;
- 2) необратимость работы детандера и связанное с этим уменьшение возвращенной работы и падение холодопроизводительности;

3) необратимость теплообмена в регенераторе, т. е. необходимость иметь в нем конечную разность температур.

Принимая обозначения в соответствии с рис. 112, можно записать следующие выражения для к. п. д. детандера:

$$\eta_g = \frac{T_0 + \Delta - T_2'}{T_0 + \Delta - T_2},$$

где:  $\Delta$  — разность температур в регенераторе. Подставляя  $T_2'$  в выражение для действительного холодильного коэффициента регенеративного цикла, получим:

$$\varepsilon_d = \frac{\eta_g (T_0 + \Delta - T_2) - \Delta}{\frac{T_1 - (T - \Delta)}{\eta_k} - \eta_g (T + \Delta - T_2)} \quad (14)$$

Выражая далее  $T_1$  через  $T_2$  и подставляя его в уравнение (14), будем иметь:

$$\varepsilon_d = \frac{\eta_g - \frac{\Delta}{T_0 + \Delta - T_2}}{\frac{T - \Delta}{\eta_k T_2} - \eta_g} \quad (15)$$

Принимая при исследовании, что к. п. д. компрессора и детандера постоянны, дифференцируя  $\varepsilon_d$  по  $T_2$  и приравнявая производную нулю, получим:

$$\left(1 + \frac{\eta_k \Delta}{T - \Delta}\right) T_2^2 - 2(T_0 + \Delta) T_2 + (T_0 + \Delta) \left(T_0 + \Delta - \frac{\Delta}{\eta_g}\right) = 0. \quad (16)$$

Уравнение (16) позволяет определить оптимальное  $T_2$ , т. е. то ее значение, которое при заданных  $T$ ,  $T_0$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_g$  и  $\Delta$  отвечает максимальному значению холодильного коэффициента регенеративного цикла.

Если разность температур в регенераторе стремится к нулю, то уравнение (16) даст  $T_2 = T_0$ ; следовательно, оптимальным для этого предельного случая будет элементарный цикл. Действительный холодильный коэффициент тогда будет равен:

$$(\varepsilon_d)_{\Delta \rightarrow 0} = \frac{\eta_g}{\frac{T}{\eta_k T_0} - \eta_g} = \frac{1}{\frac{T}{\eta_k T_0} - \eta_g} \quad (17)$$

Для того, чтобы оценить максимально возможные пределы для  $\varepsilon_d$  в регенеративном цикле, вначале остановимся на случае полной регенерации, т. е. исследуем циклы при



$\Delta \rightarrow O$  и при различных величинах  $T$ ,  $T_0$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_g$ . Такое исследование покажет наибольшие возможности регенеративного обратного цикла воздушной холодильной машины.

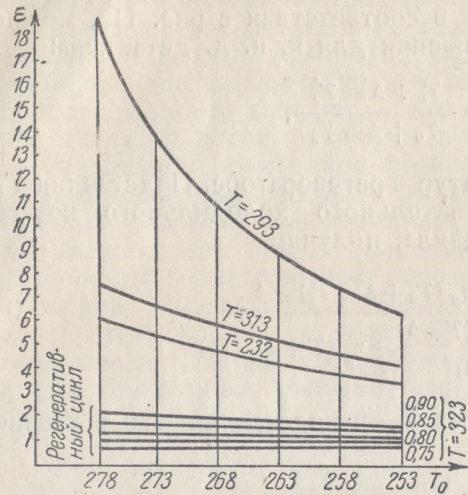


Рис. 113. Действительные холодильные коэффициенты регенеративных циклов при различных  $\eta_k = \eta_g$ , в зависимости от температуры  $T_0$ .

На рис. 113 показаны также значения теоретического холодильного коэффициента обратного цикла Карно, дающего верхний теоретический предел этой величины. Хотя при небольших интервалах температур  $T - T_0$  значение  $\varepsilon_\delta$  очень сильно отличается от холодильного коэффициента цикла Карно, но при низких температурах  $T_0$  и высоких  $T$  значение  $\varepsilon_\delta$  уже в меньшей степени отличается от него (рис. 113).

Таблица 32

Значения  $\varepsilon_\delta$  при  $\Delta \rightarrow O$  и холодильного коэффициента обратного цикла Карно  $\varepsilon_k$

T	$\eta_k = \eta_g$	$T_0$											
		278	$\varepsilon_k$	273	$\varepsilon_k$	268	$\varepsilon_k$	263	$\varepsilon_k$	258	$\varepsilon_k$	253	$\varepsilon_k$
293	0,7	0,87		0,841		0,894		0,786		0,76		0,734	6,33
	0,75	1,144		1,104		1,060		1,020		0,962		0,946	
	0,8	1,548	18,5	1,477	13,6	1,410	10,7	1,350	8,77	1,293	7,41	1,236	
	0,85	2,18		2,062		1,940		1,850		1,75		1,661	
	0,7	0,82		0,791		0,760		0,74		0,717		0,643	
303	0,75	1,067		1,029		0,990		0,95		0,92		0,888	
	0,8	1,423	11	1,362	9,1	1,300	7,69	1,25	6,58	1,20	5,73	1,150	5,54
	0,85	1,919		1,87		1,770		1,68		1,60		1,525	
	0,7	0,714		0,769		0,750		0,72		0,698		0,675	
	0,75	1,031		0,996		0,960		0,93		0,822		0,86	
313	0,8	1,352	9,26	1,311	7,82	1,260	6,71	1,205	5,82	1,157	5,15	1,108	4,6
	0,85	1,874		1,785		1,690		1,613		1,545		1,402	
	0,7	0,777		0,737		0,72		0,701		0,679		0,656	
	0,75	0,999		0,965		0,930		0,818		0,864		0,846	
	0,8	1,32		1,263	6,8	1,200	6,00	1,166	5,26	1,118	4,7	1,075	4,2
323	0,85	1,78		1,76		1,620		1,588		1,478		1,405	
	0,7	0,730		0,7075		0,687		0,665		0,65		0,674	
	0,75	0,94		0,909		0,876		0,846		0,83		0,79	
	0,8	1,226	6,2	1,180	5,46	1,134	4,9	1,09	4,37	1,06	3,97	1,06	3,6
	0,85	1,645		1,573		1,500		1,429		1,366		1,306	

Так, если при  $\eta_k = \eta_g = 0,8$ ,  $T = 293$  и  $T_0 = 278$  отношение  $\frac{\varepsilon_k}{\varepsilon_\delta} = \frac{18,5}{1,55} = 12$ , то при тех же  $\eta_k$  и  $\eta_g$ , но при  $T = 323$  и  $T_0 = 153$ , оно равно уже только  $\frac{3,6}{1,06} = 3,4$ .

Рассмотренный предельный случай позволяет определить наибольший эффект от применения регенеративного цикла.

Для рассмотренного примера, когда  $T = 313$ ,  $T_0 = 253$ , и  $\eta_k = \eta_g = 0,8$ , получим:

$$(\varepsilon_\delta) = 1,1.$$

Сравнивая это значение с полученным холодильным коэффициентом для обычного цикла воздушной машины при этих же значениях параметров ( $\varepsilon_\delta = 0,36$ ), видим, что регенеративный цикл без учета неполноты регенерации дает холодильный коэффициент втрое более высокий. Потеря от неполноты регенерации, правда, значительно снижает этот предельный холодильный коэффициент.

Характер изменения  $\varepsilon_\delta$  в зависимости от  $T_2$  при различных значениях  $\eta_k$  и  $\eta_g$  и при  $\Delta = 3^\circ \text{C}$ ,  $T = 303^\circ$  и  $T_0 = 263^\circ$  показан на рис. 114.

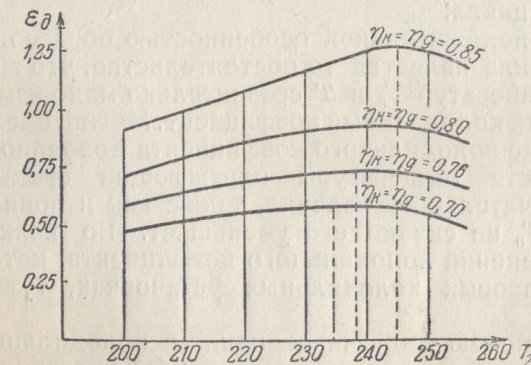


Рис. 114. Зависимость действительного холодильного коэффициента от температуры  $T_2$ .

Как видно из рис. 114, оптимальная температура конца расширения мало зависит от значений  $\eta_k$  и  $\eta_g$  и во всех случаях находится в пределах от 235 до 245° К. Кроме того, при росте температуры выше оптимальной падение холодильного коэффициента происходит быстрее, чем при понижении температуры. Если принять во внимание, что при учете гидравлических сопротивлений оптимальная температура долж-



на быть взята ниже полученной расчетом, то ясно, что при выборе этой величины целесообразно было бы понижать  $T_2$  по сравнению с расчетной.

Анализ уравнения (16) показывает, что оптимальная температура  $T_2$ , а следовательно, и степень сжатия  $\frac{P}{P_0}$  в компрессоре мало изменяются в зависимости от  $T$ , но главным образом они зависят от  $T_0$  и  $\Delta$ . Поэтому в табл. 33 приводятся значения оптимальных  $T_2$ , которые вычислены для различных  $T_0$ ,  $\Delta$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_g$  по уравнению (16). При этом принято  $T = 303^\circ \text{K}$ .

Колебания температуры  $T$ , которые могут встретиться в практике, очень незначительно отражаются на величинах оптимальной температуры  $T_2$ . Даже наибольшие значения  $\frac{P}{P_0}$  для регенеративного цикла обычно не превышают двух. В этом также заключается большое преимущество регенеративного цикла, так как, кроме уменьшенного расхода энергии, делается возможным работать с малыми степенями сжатия, что создает благоприятные перспективы для применения турбомеханизмов.

Численные расчеты и сопоставления дают возможность сделать ряд общих выводов о свойствах обратного регенеративного цикла.

Весьма положительной особенностью обратного регенеративного цикла является то обстоятельство, что значения граничных температур  $T_0$  и  $T$  сравнительно мало изменяют действительный холодильный коэффициент. Можно сделать вывод, что значение холодильного коэффициента довольно устойчиво и при росте температуры окружающей среды не показывает значительного падения, также как и понижение температуры  $T_0$  не сильно его уменьшает. Во всяком случае, резких изменений холодильного коэффициента, которое происходит в паровых холодильных установках, тут не наблюдается.

По сравнению с обычным циклом холодильной машины регенеративный цикл также сохраняет более стабильное значение холодильного коэффициента. Так, например, если рассмотреть изменение холодильного коэффициента регенеративного цикла для условий  $\eta_k = \eta_g = 0,7$ ,  $T = 323$  и  $\Delta = 5$ , при понижении температуры  $T_0$  с 278 до  $253^\circ \text{K}$ , то получим падение холодильного коэффициента с 0,49 до 0,41, т. е. на 16%. Для обычного же цикла то же уменьшение температуры (с 278 до  $253^\circ \text{K}$ ) приводит к падению холодильного коэффициента с 0,26 до 0,17, т. е. на 35%.

Приведенный пример не является исключением; при иных значениях  $\Delta$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_g$  и  $T$  изменение холодильного коэффициента с понижением величины  $T_0$  также незначительно и, в част-

Таблица 33

Оптимальные значения температур конца расширения в регенеративном цикле (при  $T = 303^\circ \text{K}$ )

$T_0$	$\eta_k = \eta_g$	$\Delta$				
		2	3	5	8	10
		$T_2$	$T_2$	$T_2$	$T_2$	$T_2$
278	0,70	253	250	243	239	233
	0,75	256	253	249	243	237
	0,80	259	257	252	246	243
	0,85	262	261	257	252	250
273	0,70	248	245	239	234	229
	0,75	249	247	244	240	233
	0,80	254	253	247	241	235
	0,85	255	254	251	247	238
268	0,70	246	244	234	229	228
	0,75	249	247	238	232	230
	0,80	249	249	242	236	233
	0,85	252	251	244	240	239
263	0,70	239	237	230	223	223
	0,75	247	239	233	228	225
	0,80	248	243	237	231	226
	0,85	254	245	241	235	234
258	0,70	235	234	224	219	219
	0,75	236	235	230	222	220
	0,80	240	239	232	227	221
	0,85	242	242	236	231	227
253	0,70	230	229	220	214	211
	0,75	231	231	222	220	213
	0,80	234	234	226	221	214
	0,85	238	235	231	224	223

ности, для падения  $T_0$  от 278 до  $253^\circ \text{K}$  составляет величину менее 20%, в то время как в обычном цикле падение холодильного коэффициента составит не менее 35 и даже 40%.

Также и повышение температуры  $T$  в значительно меньшей степени сказывается на падении холодильного коэффициента регенеративного цикла, чем обычного.

Отмеченное свойство регенеративного цикла — сравнительно мало изменять свой холодильный коэффициент даже при значительных колебаниях температур  $T$  и  $T_0$  — является весьма ценным, особенно для холодильных установок, работающих при изменяющихся режимах.

Стабильность холодильного коэффициента в регенеративном цикле имеет особое значение в виду того, что обычно диспропорция между потребной холодопроизводительностью



установки и производимым холодом увеличивается при росте наружной температуры, что вызывает необходимость проектировать установку со значительным резервом первичного двигателя.

Сопоставление холодильных коэффициентов регенеративного цикла с обычным приводит к выводу о целесообразности применения регенеративного цикла для значительных интервалов температур  $T_0 - T$ .

Величины  $\eta_k$  и  $\eta_g$  чрезвычайно сильно влияют на значение холодильного коэффициента цикла. Почти во всех случаях увеличение  $\eta_k = \eta_g$  с 0,7 до 0,85 более чем в два раза увеличивает холодильный коэффициент. Увеличение же  $\eta_k = \eta_g$  всего на 0,05 дает рост холодильного коэффициента на 25—30%.

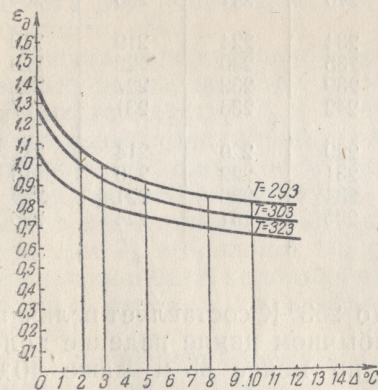
Еще 15—20 лет назад осуществить воздушную холодильную установку с применением турбомеханизмов, обладающую близким к компрессионной установке холодильным коэффициентом, было бы невозможно, так как адиабатический к. п. д. компрессора и детандера не превышал значения 65—70%. Быстрый прогресс в турбостроении привел в последние годы к тому, что теперь значения  $\eta_k = \eta_g = 0,8—0,85$  являются вполне достижимыми. Это обстоятельство открывает перспективы для возврата к воздуху, как к холодильному агенту.

Выяснить влияние необратимости процесса теплообмена на холодильный коэффициент регенеративного цикла чрезвычайно важно, так как в случае необходимости иметь малые величины разности температур в регенераторе  $\Delta$ , можно получить настолько громоздкую установку (ввиду больших поверхностей теплообмена), что нецелесообразно будет ее осуществлять на практике. Кроме того, необходимо учесть то обстоятельство, что рост поверхности теплообмена ввиду увеличения гидравлических сопротивлений в установке приводит также к падению холодильного коэффициента.

Рис. 115. Зависимость действительного холодильного коэффициента от разности температур в регенераторе.

На рис. 115 изображены графики зависимости холодильного коэффициента от  $\Delta$  при различных температурах  $T$ ,  $T_0 = 263^\circ$  и  $\eta_k = \eta_g = 0,8$ .

Разность температур в регенераторе влияет на значение холодильного коэффициента различно. При небольших раз-



стях температур в регенераторе величина  $\frac{d\varepsilon_\delta}{d\Delta}$  довольно велика, начиная же с 3—4° дальнейшее повышение разности температур уже не так сильно понижает холодильный коэффициент регенеративного цикла. Так, например, при  $T = 293$ ,  $\eta_k = \eta_g = 0,8$  и  $T_0 = 263$  рост от 0° до 5° приводит к падению холодильного коэффициента с 1,35 до 0,88, а уже последующий рост  $\Delta$  от 5° до 10° уменьшает холодильный коэффициент до 0,77.

При увеличении разности температур в регенераторе будет расти и отношение давлений  $\frac{P}{P_0}$ , так как каждому значению отвечает свой оптимальный цикл.

Приведенный анализ дает возможность сравнить регенеративный цикл воздушной холодильной машины с обычным. Основным недостатком воздушной машины является малое значение холодильного коэффициента. Применение регенеративного цикла дает возможность на много повысить холодильный коэффициент. Особенно значительное повышение холодильного коэффициента наблюдается при высоких температурах охлаждающей воды. Так, беря разность температур в регенераторе равной 5° и в обоих случаях  $\eta_k = \eta_g = 0,75$ , видим, что холодильный коэффициент оптимального регенеративного цикла почти вдвое превышает холодильный коэффициент оптимального обычного цикла.

При значении  $\eta_k = \eta_g = 0,7$  регенеративный цикл в некоторых случаях имеет холодильный коэффициент, превышающий более чем в два раза холодильный коэффициент обычного цикла (при высоких значениях температуры охлаждающей воды).

Вторым, чрезвычайно существенным преимуществом регенеративного цикла, по сравнению с обычным, является значительно меньший интервал давлений. В то время как в обычном цикле отношение давлений  $\frac{P}{P_0}$  превосходит пятикратное, в регенеративном цикле наибольшая его величина обычно не превышает двукратного (отношение  $\frac{P}{P_0}$ , близкое к двум, получается только для циклов с разностью температур  $\Delta = 10^\circ$ ). Если же принять разность температур в регенераторе до 5°, то оптимальное отношение давлений не превосходит 1,5. Это обстоятельство имеет исключительно важное значение.

Недостатком регенеративного цикла является довольно значительная поверхность теплообменника (регенератора).

Большие поверхности регенератора вызваны двумя причинами: значительной величиной теплоты регенерации, а также тем, что коэффициент теплоперевода от воздуха имеет даже при значительных скоростях довольно низкое значение.



Расчеты показывают, что в случаях применения трубчатых конструкций поверхность регенератора составляет, примерно, 1—1,5 м<sup>2</sup> на 1000 ккал час холодопроизводительности (для невысоких разностей температур  $T_0 - T$ ).

Большая поверхность регенератора приводит к усложнению установки и влияет отрицательно на значение холодильного коэффициента в связи с потерями от гидравлических сопротивлений в аппарате. Вследствие этого целесообразно применять не трубчатые теплообменники, а регенераторы с насадками.

Закончив на этом рассмотрение воздушного цикла, остановимся кратко на возможности применения регенеративного цикла низкого давления для паровых агентов.

Регенеративный цикл, рассмотренный в настоящем параграфе, находит себе применение для глубокого охлаждения воздуха, с целью его разделения на азот и кислород<sup>1</sup>.

В обычной паровой холодильной машине, т. е. при получении холода умеренно низких температур, цикл пока не применяется, так как его энергетические показатели менее благоприятны, чем в обычном компрессионном цикле.

Однако, применяя глубокое регенеративное охлаждение холодильного агента, возможно значительно понизить конечное давление сжатия в компрессоре, что делает цикл в некоторых случаях перспективным при применении турбомеханизмов.

Работая углекислотой или иным холодильным агентом, мы получим в диаграмме  $T-S$  процессы, изображенные на рис. 116.

Здесь:  $ab$  — адиабатическое сжатие перегретого пара в компрессоре;  $bc$  — охлаждение в конденсаторе;  $cd$  — регенеративное охлаждение в регенераторе;  $de$  — адиабатическое расширение в детандере;  $ef$  и  $fk$  — сообщение тепла агенту в испарителе;  $ka$  — регенеративный подогрев агента в регенераторе.

Цикл  $abcdefka$  реализован быть не может по той причине, что линии  $cd$  и  $ka$  не эквидистантны и количество тепла, требуемое для охлаждения агента, больше, чем располагаемый холод в процессе  $ka$ . Поэтому для осуществления регенеративного охлаждения необходимо из испарителя подавать агент при более низкой, чем  $T_k$  (рис. 116) температуре. Состояние агента, поступающего в регенератор, характеризуется точкой  $k'$ , лежащей на той же изобаре  $p_0$ , что и точка  $k$ , но имеющей более низкую температуру  $T'$ , чем в точке  $k$ .

Холодопроизводительность установки в рассматриваемом нами регенеративном цикле изобразится площадью, заштрихованной на рис. 116 горизонтально. Часть холода получается

при низкой температуре  $T_0$  (холодопроизводительность  $q_0'$ ), часть  $q_0''$  при переменной и более высокой температуре (от  $T_0$  до  $T'$ ).

Так как в действительном процессе неизбежны потери, связанные с необратимостью в детандере, то точка конца расширения  $e'$  будет лежать правее точки  $e$ .

Если через  $\eta_g$  обозначить адиабатический к.п.д. детандера, то энтальпия в конце действительного процесса расширения определится из уравнения:

$$\eta_g = \frac{i_d - i_{e'}}{i_d - i_e} \quad (22)$$

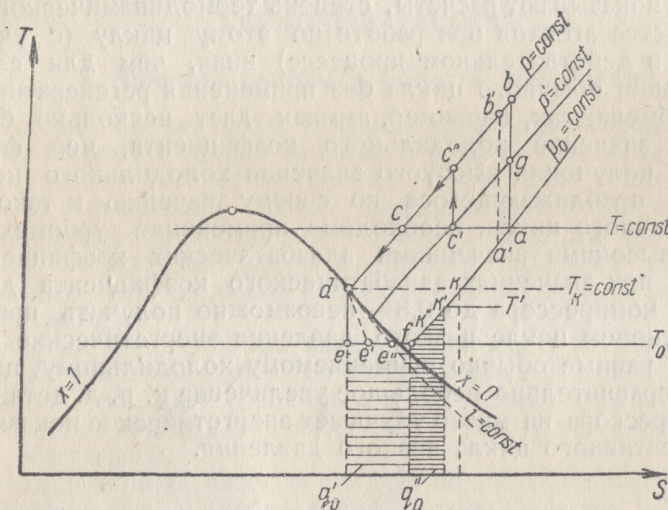


Рис. 116. Регенеративный цикл низкого давления для углекислоты.

Если детандер заменить дроссельным клапаном, холодопроизводительность установки значительно упадет, так как состояние пара при входе в испаритель определялось бы точкой  $e''$ , лежащей на кривой постоянной энтальпии, проходящей через точку  $d$ .

Отсюда ясно, какое большое значение имеет для регенеративного цикла низкого давления применение детандера с высоким значением к. п. д.

Другим значительным источником потерь при осуществлении регенеративного цикла низкого давления может явиться неполнота регенерации, связанная с необходимостью наличия конечной разности температур в регенераторе.

Вследствие этого температура агента в конце подогрева в регенераторе должна быть ниже, чем  $T$ , т. е. конечное

<sup>1</sup> В. П. Капца. Турбодетандер для низких температур, „Журнал технической физики“, вып. 2, 1939.



состояние агента будет характеризоваться точкой  $a'$  и соответственно точка  $k'$  переместится в точку  $k''$ .

В рассматриваемом нами регенеративном цикле низкого давления значительную роль играет необратимость, связанная с теплообменом в конденсаторе. Этот теплообмен протекает при сравнительно высокой разности температур, так как температура по изобаре  $bc$  значительно отличается от температуры  $T$ . Ввиду этого степень совершенства цикла может быть существенно увеличена применением двуступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением. Двуступенчатый цикл с промежуточным охлаждением показан на рис. 116 (цикл  $agc'c''cdefk'a$ ).

Как показывают расчеты, степень термодинамического совершенства агентов при работе по этому циклу (с учетом потерь в действительном процессе) иная, чем для случая реализации обычного цикла без применения регенеративного теплообмена; так, например, аммиак дает несколько более низкое значение холодильного коэффициента, чем фреон.

Для получения высокого значения холодильного коэффициента, приближающегося по своему значению к таковому для обычного цикла, необходимо применение турбомеханизмов с высокими значениями адиабатических коэффициентов.

Так, при значениях адиабатического коэффициента детандера и компрессора до 0,8 — невозможно получить при регенеративном цикле низкого давления энергетические показатели, равные обычно применяемому холодильному циклу.

Но сравнительно небольшое увеличение к. п. д. детандера и компрессора на много улучшает энергетические показатели регенеративного цикла низкого давления.

## ГЛАВА VIII ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

### I. Принцип работы и области применения

Русские физики акад. Иоффе и проф. Михельсон уделяли много внимания теории теплового насоса. Ими были предложены весьма интересные проекты применения теплового насоса для отопления. Проект динамического отопления проф. Михельсона, разработанный в 1920 г., представляет еще и теперь большой интерес; этот проект подробно разрешает проблему использования тепла окружающей среды для целей отопления.

Иногда под тепловым насосом понимают установку, служащую для повышения температуры потока с целью использования тепла для различных технических целей. В этом случае следует называть подобное устройство **термотрансформатором**.

Под тепловым насосом следует понимать не всякий термотрансформатор, а именно такой, который служит для переноса тепловой энергии более низкого потенциала из окружающей среды к телу, имеющему более высокую температуру.

В отличие от теплового насоса, в котором рабочее тело совершает обратный круговой процесс, в термотрансформаторе используется механическая энергия для повышения температуры потока. Достаточно установить компрессор, сжимающий поток газа, для того, чтобы осуществить термотрансформацию. Но в том случае, когда компрессор сжимает поток пара, по конечному действию можно считать, что осуществлен тепловой насос, переносящий тепловую энергию с температурного уровня  $t_0$ , к температурному уровню  $t$ . Здесь  $t_0$  и  $t$  соответственно температуры пара до и после сжатия в компрессоре.

Действительно, получив пар повышенных параметров (температурой  $t$ ), имеется возможность, осуществляя его конденсацию, получить тепло (равное теплу конденсации) повышенной по сравнению с первоначальной температурой.



Таким образом, достаточно сжимать паровой поток компрессором, чтобы считать по конечному эффекту, что совершается обратный цикл, переносящий тепло с одного температурного уровня на другой.

Включение в поток газа одного только компрессора не дает права считать, что осуществлен обратный круговой процесс. Сжатый газ позволит отнять ровно такое количество тепла, которое эквивалентно затраченной работе.

Для того, чтобы получить большее количество тепла, необходима установка детандера, возвращающего часть работы, затраченной в компрессоре. В этом случае источник более высокой температуры получит тепла больше, чем было затрачено механической работы.

Сложность конструкции детандера и его сравнительно низкий к. п. д. не позволяли до последнего времени применять газовый тепловой насос.

Имея в распоряжении отработанный пар низких параметров и устанавливая турбокомпрессор или эжекторное устройство, становится возможным осуществить принцип теплового насоса. Такого рода тепловые насосы имеют перспективу для теплоснабжения от электроцентралей.

Предприятия часто нуждаются, в зависимости от технологического процесса, в паре разных температур. Для того, чтобы не подавать отборного пара высоких параметров всем потребителям, весьма целесообразна во многих случаях установка термотрансформаторов для потребителей, требующих пар повышенных параметров, подавая остальным пар более низкой температуры.

В этом случае возможно применение механических трансформаторов (компрессора) пароструйных и термохимических. Последние работают по принципу, аналогичному абсорбционной холодильной машины.

Во многих случаях применение термотрансформаторов экономически выгодно для повышения разности температур в теплообменных аппаратах, что интенсифицирует теплообмен и позволяет уменьшать поверхности теплообменников.

Работа таких трансформаторов подробно разобрана проф. А. Н. Ложкиным<sup>1</sup>.

Между тепловым насосом и холодильной установкой существует та разница, что телом *A* в принципиальной схеме, изображенной на рис. 2, является окружающая среда, а телом *B* — замкнутое пространство, обладающее более высокой температурой.

Любая холодильная машина переносит тепло от более холодного тела к более тепловому и выполняет процесс, аналогичный процессу, происходящему в тепловом насосе.

<sup>1</sup> Ложкин А. Н. Трансформаторы тепла, Машгиз, М. — Л. 1948.

Однако целью холодильной машины является охлаждение (или поддержание при низкой температуре) холодного тела; целью теплового насоса является получение тепла телом, имеющим более высокую температуру.

Так как механическая работа затрачиваемая для осуществления обратного кругового процесса, превратившись в тепло, передается также более нагретому телу (телу *B*), то суммарное количество тепла, получаемое этим телом, складывается из двух частей  $q_0$  и  $AL$ ; оно равно:  $q_1 = q_0 + AL$ .

Коэффициент эффективности работы теплового насоса  $\varphi$  представится отношением полученного тепла  $q_1$  к затраченной работе  $AL$ , т. е.

$$\varphi = \frac{q_1}{AL}.$$

Этот коэффициент всегда больше единицы, так как в знаменатель входит только одно из слагаемых числителя.

Превращение механической работы в тепловую энергию с помощью теплового насоса всегда в энергетическом отношении более целесообразно, чем непосредственное превращение в тепло.

Электроэнергия легко может быть трансформирована в механическую работу, поэтому с энергетической стороны применение электронагревательных приборов, особенно в случаях, когда необходимо тепло сравнительно низкой температуры, явно невыгодно. В идеальном случае (без учета потерь) на одну калорию электроэнергии будет получена в нагревательном приборе одна калория тепла, в то время, как, используя электроэнергию для привода теплового насоса, возможно получить всегда большее количество тепловой энергии за счет того тепла, которое передается от окружающей среды.

Несмотря на энергетическую выгодность теплового насоса, его внедрение в различные отрасли промышленности тормозится до сих пор сравнительной сложностью установки и значительными капитальными затратами, в результате которых установка может оказаться нерентабельной. Простота, удобство и легкая регулировка температуры при пользовании электронагревателями, конечно, делают их, несмотря на энергетическую невыгодность, эффективным средством для различных отраслей техники.

Однако и теперь, особенно в тех случаях, когда требуется бережно расходовать энергетические ресурсы, тепловой насос получает все большее распространение в различных отраслях техники.

Тепловой насос в последние годы применяется, главным образом, для отопления помещений, в выпарных установках



предприятий пищевой и химической промышленности и для опреснения морской воды.

На рис. 117 показана схема работы теплового насоса, который служит для отопления помещения.

Компрессор 2, расходующий механическую работу  $AL$  (или эквивалентную ей электрическую энергию), от электромотора 1 подает агент в конденсатор 3, где отнимается тепло  $q_1$ , передаваемое воздуху помещения. Проходя через дроссельный вентиль  $R$ , агент поступает в испаритель 4, расположенный в окружающей среде, имеющей температуру  $t_0$ . От этой среды к агенту сообщается тепло  $q_0$ , которое вместе с теплом  $AL$  в конечном счете передается воздуху помещения, имеющему температуру  $t$ .

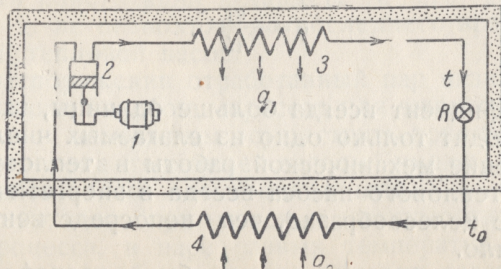


Рис. 117. Принципиальная схема теплового насоса.

На изображенной принципиальной схеме происходит теплопередача от холодного воздуха окружающей среды к агенту (в испарителе) и от агента к воздуху в помещении (в конденсаторе). На практике, однако, такая схема редко применяется, так как ввиду низких значений коэффициентов теплоотдачи, поверхности нагрева получают чрезвычайно громоздкими. Практически важным условием для успешной работы теплового насоса является наличие значительных источников тепла низкой температуры в виде воды рек, морей, озер и грунтовых вод или отработанной воды машин и аппаратов, температура которой недостаточна для непосредственного использования. При наличии значительных количеств такой отработанной воды сравнительно высокой температуры особенно целесообразно применение теплового насоса, так как в этом случае интервал температур  $t - t_0$  снижается, что увеличивает значение коэффициента эффективности теплового насоса.

Коэффициент теплового насоса имеет наибольшее значение тогда, когда в установке будет осуществлен обратный цикл Карно. В этом случае он легко может быть выражен через температуры  $T$  и  $T_0$ :

$$\varphi_k = \frac{q_1}{AL} = \frac{T}{T - T_0}.$$

Для того, чтобы выяснить верхний предел этого коэффициента при осуществлении обратного цикла Карно, приводим таблицу численных значений для различных температур.

Таблица 34  
Значения коэффициентов эффективности теплового насоса при обратном цикле Карно

$t^\circ\text{C}$ $t_0^\circ\text{C}$	30°	35°	40°	50°	60°	70°
0°	10	8,8	7,8	6,4	5,5	4,9
-5	8,7	7,7	7,0	5,9	5,1	4,6
-10	7,6	6,8	6,3	5,4	4,8	4,3
-15	6,8	6,15	5,7	5,0	4,5	4,05

Приведенная табл. 34 наглядно показывает, какой большой экономии в энергии можно было бы достичь, применяя тепловой насос, работающий по обратному циклу Карно.

Ясно, что ввиду необратимости холодильного цикла, осуществляемого в тепловом насосе, а также ввиду необходимости иметь конечную разность температур между холодильным агентом и тепловыми резервуарами (в нашем случае между наружным воздухом и агентом, внутренним воздухом и агентом), действительный коэффициент эффективности теплового насоса будет значительно ниже указанных в табл. 34 теоретических верхних пределов.

Связь между коэффициентом теплового насоса и холодильным коэффициентом обратного цикла определяется простым соотношением:

$$\varphi = \frac{q_1}{AL} = \frac{q_0 + AL}{AL} = \varepsilon + 1. \quad (1)$$

Действительный коэффициент теплового насоса определится через значение действительного холодильного коэффициента следующим образом:

$$\varphi_d = \frac{q_{1d}}{AL_d} = \frac{q_{0d} + AL_d}{AL_d} = \varepsilon_d + 1. \quad (2)$$

В формуле (2) учтены потери холодильного цикла, но не приняты во внимание потери, связанные с необходимостью иметь большую разность температур для теплообмена. Поэтому целесообразно для практической оценки энергетических показателей теплового насоса пользоваться формулой, в которую бы входили температуры тепловых источников и общий коэффициент, учитывающий все потери как в холодильном цикле, так и потери, связанные с внешней необратимостью.



Такая практическая формула имеет вид:

$$\varphi_0 = \frac{T}{T - T_0} \eta. \quad (3)$$

В этой формуле коэффициент  $\eta$  учитывает суммарно все потери: холодильного цикла, потери в электромоторе и потери от внешней необратимости при теплопередаче.

Для отопительных устройств с тепловым насосом при применении турбокомпрессоров возможно принимать значения суммарного коэффициента потерь  $\eta$  в соответствии с табл. 35.

Таблица 35

Производительность установки в ккал час	Значение суммарного коэффициента потерь $\eta$
От 200 000 до 1 000 000	0,45 — 0,55
От 1 000 000 до 3 000 000	0,55 — 0,6
Свыше 3 000 000	0,6 — 0,65

Пользуясь приведенными данными, определим ориентировочно необходимую мощность электромотора, приводящего в действие турбокомпрессор теплового насоса производительностью 3 000 000 ккал час., если температура нижнего источника — 5°C, а температура горячей воды, входящей в радиаторы + 60°C.

Пользуясь табл. 34, определим теоретический коэффициент теплового насоса при работе по циклу Карно: он равен 5,1.

Принимая в соответствии с табл. 35 суммарный коэффициент потерь равным 0,6, получим:

$$\varphi_0 = \varphi_k \cdot \eta = 5,1 \cdot 0,6 = 3,06.$$

Тогда потребная мощность мотора будет:

$$N = \frac{3\,000\,000}{3,06 \cdot 860} = 1140 \text{ квт.}$$

В том случае, если бы электричество применялось непосредственно для обогрева, потребовались бы ориентировочно в три раза большие затраты энергии.

Приведенный пример достаточно наглядно иллюстрирует энергетическую выгодность применения теплового насоса по сравнению с непосредственной трансформацией электрической (или механической) энергии в тепло.

В тех случаях, когда по технологическим соображениям расходуют электроэнергию для получения тепла, его можно получить во много раз больше, чем простым путем, применяя тепловой насос.

Так как для реализации принципа теплового насоса необходима холодильная установка, которая требует сравнительно высоких первоначальных затрат на оборудование, то поэтому весьма перспективной является идея сезонного использования оборудования попеременно в качестве холодильной машины или теплового насоса. Для использования холодильной машины как теплового насоса испаритель установки должен быть вынесен наружу и агент, кипящий в нем, будет получать тепло от наружной среды, имеющей низкую температуру, передавая это тепло помещению с более высокой температурой.

Сезонное использование зимой холодильных машин в качестве тепловых насосов пока применяется редко, но, учитывая экономическую рентабельность такого мероприятия, во многих случаях оно может иметь значительные преимущества. Естественно, что такого рода совместное использование оборудования зимой для отопления, а летом для охлаждения воздуха в помещениях возможно только тогда, когда величины потребления холода (летом) и тепла (зимой) примерно совпадают. Такое примерное равенство имеет место в холодильных установках, предназначенных для кондиционирования воздуха.

## 2. Тепловой насос, как понижающий трансформатор тепла

С точки зрения энергетики крайне нерациональным является обычно применяемый метод отопления (или иное получение тепла низкого потенциала) при помощи сжигания в котельных установках топлива. При сгорании топлива происходит выделение тепла высокого потенциала, которое необратимой теплопередачей в котлах и других теплообменных аппаратах приводится к значительно менее ценной тепловой энергии.

Такого рода растративание ценной энергии топлива для получения одинакового количества низкопотенциального тепла энергетически невыгодно, если учесть необходимость рационального использования энергоресурсов.

Неизбежные потери в котельных установках и при канализации теплоносителя (пара или горячей воды) приводят к тому, что потребители получают в виде низкотемпературного тепла только часть ценного высокотемпературного тепла топлива.

Имея в своем распоряжении высокотемпературное тепло, выделяющееся при сгорании топлива, становится возможным получение большего по количеству низкотемпературного тепла, которое может расходоваться для отопления помещений, для выпаривания и для иных технологических нужд.



Когда необходимо получать низкопотенциальное тепло, расходуя для этих целей тепло топлива, рациональнее всего, с энергетической точки зрения, использовать принцип теплового насоса, поступая следующим образом.

Высокотемпературное тепло топлива следует в тепловом двигателе (в машине, в турбине или в двигателе внутреннего сгорания) сначала превратить в механическую работу, а затем использовать эту механическую работу для приведения в действие теплового насоса. Для получения наибольшего эффекта следует при этом отбросное тепло теплового двигателя также использовать для целей отопления.

Таким образом, в установке предполагается осуществление двух циклов — прямого — для превращения высокотемпературного тепла в работу, и обратного — для использования полученной работы в тепловом насосе, дающем тепло сравнительно низкой температуры, но, естественно, более высокой, чем в окружающей среде.

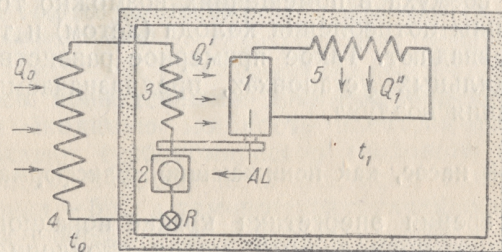


Рис. 118. Принципиальная схема понижателя температуры:

1 — тепловой двигатель, 2 — компрессор, 3 — конденсатор, 4 — испаритель, 5 — холодильник теплового двигателя.

Вся установка, состоящая из теплового двигателя и холодильной машины, в данном случае может быть названа понижателем температуры тепловой энергии. Принципиальная схема понижателя температуры изображена на рис. 118.

Такого рода использование ценного тепла топлива для получения менее ценного низкотемпературного тепла для отопления и других целей является в энергетическом отношении несравненно более рациональным, чем непосредственное сжигание топлива в отопительной установке. В первом случае, затрачивая одну калорию высокотемпературного тепла, получим несколько калорий тепла низкой температуры, во втором случае будет всегда получено менее одной калории.

Реализация описанного принципа связана с экономической рентабельностью, которая зависит не только от расхода энергии, но также и от ряда других факторов, к которым

прежде всего относятся стоимость оборудования, расход металла, эксплуатационные расходы и ряд других. Поэтому для выяснения практической целесообразности применения теплового насоса, как понижателя температуры, необходимо провести конкретные технико-экономические расчеты. Однако решение энергетической задачи — найти наибольшую экономию топлива — всегда необходимо. Выясним поэтому прежде всего те теоретические возможности понижателя температуры тепловой энергии, которые бы получились при обратимо протекающих процессах в тепловом двигателе и в холодильной машине.

Введем следующие обозначения:

- $T$  — высшая температура рабочего тела, при которой тепло сообщается в тепловой машине;
- $T_1$  — температура рабочего тела, при которой тепло сообщается обогреваемому помещению; при этой же температуре отдается тепло в тепловом двигателе;
- $T_0$  — температура окружающей среды;
- $Q$  — тепло, расходуемое в силовом цикле (в тепловом двигателе), т. е. тепло, выделяемое при сгорании топлива (высокопотенциальное тепло);
- $Q_1$  — тепло, получаемое нагреваемым помещением при температуре  $T_1$  (низкопотенциальное тепло);
- $Q_0$  — тепло, переносимое тепловым насосом от окружающей среды с низкой температурой  $T_0$  к телу с температурой  $T_1$ ;
- $AL$  — работа, получаемая в прямом цикле и расходуемая на приведение в действие теплового насоса.

Прямой и обратный цикл понижателя температуры представлены на рис. 119.

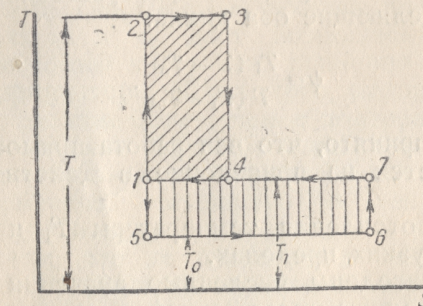


Рис. 119: Прямой и обратный циклы понижателя температуры.

Прямой цикл, осуществляемый в тепловой машине, 12341 протекает в интервале температур  $T—T_1$ ; обратный цикл теплового насоса работает в интервале температур  $T_1—T_0$ .

Эффективность понижателя температуры, т. е. всей установки, состоящей из тепловой машины и теплового насоса, будет характеризоваться отношением полученного низко-



потенциального тепла  $Q_1$  к высокопотенциальному теплу топлива  $Q$ , т. е.

$$\psi = \frac{Q_1}{Q}. \quad (4)$$

Низкопотенциальное тепло  $Q_1$  складывается из трех составляющих:

1) из отбросного тепла тепловой машины (площадь под линией 41 на рис. 119);

2) из тепла, эквивалентного работе тепловой машины (площадь 12341 и равная ей площадь 15671);

3) из тепла, переносимого тепловым насосом  $Q_0$ .

Но так как первые два слагаемых равны теплу, расходуемому в тепловой машине, то можно записать:

$$\psi = \frac{Q + Q_0}{Q} = 1 + \eta_t (\varphi - 1). \quad (5)$$

Или, воспользовавшись уравнением (1), коэффициент преобразования понижающего трансформатора можно выразить через термический к. п. д. прямого цикла и холодильный коэффициент обратного цикла следующим образом:

$$\psi = 1 + \eta_t \varepsilon. \quad (6)$$

В уравнениях (5) и (6)  $\eta_t$  — термический к. п. д. прямого цикла:  $\varphi$  — коэффициент теплового насоса,  $\varepsilon$  — холодильный коэффициент обратного цикла.

Можно выразить коэффициент преобразования  $\psi$  через температуры, определяющие оба цикла:

$$\psi = \frac{T_1 (T - T_0)}{T (T_1 - T_0)}. \quad (7)$$

При выводе принято, что вся работа прямого цикла полностью расходуется на приведение в действие теплового насоса.

Для условий отопления температуры  $T_1$  и  $T_0$  меняются в сравнительно узких пределах.

В табл. 36 приведены численные значения коэффициента преобразования понижающего трансформатора тепла для ряда значений температур  $t_0$ ,  $t_1$  и  $t$ .

Данные, приведенные в таблице, наглядно иллюстрируют энергетическую выгодность применения понижающего трансформатора для целей отопления по сравнению с обычным методом сжигания топлива.

Естественно, что в связи с необратимостью как в прямом цикле, осуществляемом в трансформаторе, так и в обратном, будут иметь место потери, значительно понижающие значение коэффициента преобразования.

Таблица 36

Теоретические значения коэффициента преобразования понижающего трансформатора

$t^\circ\text{C}$ $t_0^\circ\text{C}$	200	400	600	1000	
$\pm 0$	2,35	3,34	3,81	4,35	при $t_1 = 60^\circ$
$-10$	2,11	2,78	3,32	3,78	
$-20$	1,94	2,58	2,95	3,33	
$\pm 0$	2,73	3,90	4,45	5,10	при $t_1 = 50^\circ$
$-10$	2,41	3,27	3,76	4,26	
$-20$	2,16	2,88	3,26	3,71	

Считая, что действительный коэффициент преобразования  $\psi_d$  выражается формулой, аналогичной (6), получим:

$$\psi_d = 1 + \eta_d \varepsilon_d \quad (8)$$

здесь:  $\eta_d$  — эффективный к. п. д. тепловой машины.

Действительное значение коэффициента преобразования можно определить, задавшись величинами при  $\eta_d$  и  $\varepsilon_d$ .

Так, для примера, рассмотренного в предыдущем параграфе ( $t_0 = -5^\circ$  и  $t_1 = 60^\circ$ ), принимая, что эффективный к. п. д. тепловой машины ( $\eta_d$ ) равен 0,28, получим:

$$\psi_d = 1,60.$$

Таким образом, современная техника при сравнительно низких значениях  $\eta_d$  и  $\varepsilon_d$  дает возможность получить существенную экономию в топливе, применяя принцип понижающего трансформатора. Кроме того, можно ожидать снижения расхода топлива более, чем в полтора раза.

Техно-экономические расчеты показывают, что при небольших производительностях агрегата применение понижающего трансформатора, состоящего из тепловой машины и холодильной установки, вызывает столь большие первоначальные затраты, что не оправдывает экономии топлива (при существующих ценах на топливо и оборудование).

Для того, чтобы применять на практике тепловые насосы и, особенно, понижающие трансформаторы тепла, необходимо максимально упрощать установку, снижая тем самым первоначальные затраты на оборудование.

В связи с этим весьма перспективными являются эжекторные установки, объединяющие работу тепловой машины с холодильной.

Когда имеются значительные резервы воды с температурой выше  $0^\circ$ , использование эжекторной установки в качестве понижающего трансформатора тепла особенно выгодно.



В этом случае нет необходимости иметь отдельные, дорогостоящие тепловые и холодильные машины и возможно ограничиться простыми в конструктивном отношении аппаратами, аналогичными тем, которые применяются в пароводяных установках, описанных выше. Поэтому, несмотря на более низкий коэффициент преобразования, трансформатор оказывается рентабельным.

Особенно целесообразно применение понижающего трансформатора с эжекторной установкой в тех случаях, когда нужна интенсивная вентиляция отапливаемых помещений.

Аналогично эжекторной установке и другой тип холодильной машины, потребляющей тепло — абсорбционный, также может быть использован в качестве понижающего трансформатора тепловой энергии.

Высокопотенциальное тепло, затрачиваемое в генераторе абсорбционной машины  $Q_h$ , трансформируется в низкопотенциальное тепло конденсации  $Q_k$  и абсорбции  $Q_a$ .

Если пренебречь работой насоса, которая мала, то возможно для абсорбционной машины записать уравнение баланса тепла в следующем виде:

$$Q_h + Q_0 = Q_k + Q_a. \quad (9)$$

Тогда коэффициент преобразования абсорбционной установки, как понижающего трансформатора, т. е. отношение низкопотенциального тепла к высокопотенциальному, можно выразить следующим образом:

$$\psi = \frac{Q_1}{Q} = \frac{Q_h + Q_0}{Q_h}. \quad (10)$$

Определяя его через тепловой коэффициент абсорбционной машины, получим простое соотношение:

$$\psi = \frac{Q_h + \zeta Q_h}{Q_h} = 1 + \zeta. \quad (11)$$

Принимая, например, для абсорбционной водно-аммиачной машины простого действия тепловой коэффициент равным 0,5, коэффициент преобразования понижающего трансформатора этой машины получим равным 1,5.

Если учесть то обстоятельство, что абсорбционная холодильная машина потребляет тепло сравнительно невысокого потенциала (потребляет пар низких параметров), а также и то, что тепло конденсации и тепло абсорбции, как правило, отводится при более высокой температуре, чем тепло конденсации в компрессионной машине, то станет очевидной высокая степень термодинамического совершенства абсорбционной машины, как понижающего трансформатора тепла.

### 3. Тепловой насос, как повышающий трансформатор тепла

Рассмотренная выше установка, состоящая из тепловой машины и теплового насоса, может быть названа понижающим трансформатором тепла, так как в ней за счет меньшего количества высокопотенциального тепла получается большее количество низкопотенциального тепла. Понижающим трансформатором также является холодильная машина, потребляющая тепло (эжекторная и абсорбционная). Возможно осуществить и обратное превращение, когда большое количество низкопотенциального тепла будет приведено к меньшему количеству высокопотенциального тепла. Такая установка может быть названа повышающим тепловым трансформатором.

Для этого пришлось бы осуществлять два цикла — прямой в интервале температур от  $t_0$  до  $t_1$  и обратный — в интервале температур от  $t_1$  до  $t$ . Однако реализация прямого цикла в обычной теплосиловой установке при малой разности температур ( $t_1 - t_0$ ) сопряжена с трудно преодолимыми техническими препятствиями. Поэтому значительный интерес представляет предложение проф. Л. М. Розенфельда об использовании в качестве повышающего трансформатора тепла обращенной водно-аммиачной абсорбционной установки. Схема, предложенная Л. М. Розенфельдом, при удачном конструктивном решении может иметь практическое значение.

В абсорбционной холодильной машине осуществляются два цикла: прямой в интервале температур от  $t$  до  $t_1$  и обратный — в интервале температур от  $t_0$  до  $t_1$ .

Обычно численные значения температур следующие: температура греющего пара  $t = 100 - 150^\circ\text{C}$ ; температура окружающей среды  $t_1 = 20 \div 30^\circ\text{C}$  и температура охлаждаемого помещения  $t_0 = -10 \div -20^\circ\text{C}$ .

Таким образом, при работе абсорбционной установки в качестве холодильной машины механическая энергия, получаемая в прямом цикле, протекающем в интервале температур от  $t$  до  $t_1$ , расходуется на осуществление обратного цикла, работающего в интервале температур от  $t_0$  до  $t_1$ .

Иное происходит в обращенной машине, которая служит повышающим трансформатором тепла.

В качестве источника тепла в прямом цикле применяется тепло с температурным уровнем  $t_1 (+30^\circ\text{C})$ , а в качестве холодильника используется наружная среда с низкой температурой (в холодное время года).

Принципиальная схема такой установки показана на рис. 120.

Жидкий аммиак в генераторе 1 подогревается теплом низкого потенциала, в результате образуется аммиачный пар давления 10 — 12 ата. Аммиачный пар поступает далее в аб-



сорбер 2 и абсорбируется в нем водно-аммиачным раствором. Процесс абсорбции аммиака при давлении 10—12 ата сопровождается выделением тепла при температуре 100—150° С. Выделившееся тепло идет на подогрев воды до высокой температуры или для получения пара. Концентрированный раствор, переходя через дроссельный клапан 7, направляется в водно-аммиачный генератор 3 для выпаривания аммиачного пара из водно-аммиачного раствора. Выпаривание в генераторе 3 происходит за счет тепла низкого потенциала при давлении 2—3 ата. Обедненный при выпаривании аммиака водно-аммиачный раствор насосом 6 снова подается в сорбер для последующего поглощения, а образовавшийся пар поступает в аммиачный конденсатор 4, где конденсируется за счет отвода тепла рассолом, охлажденным наружным воздухом при низкой температуре. Сконденсировавшийся жидкий аммиак подается насосом 5 в аммиачный генератор 1 для последующего испарения.

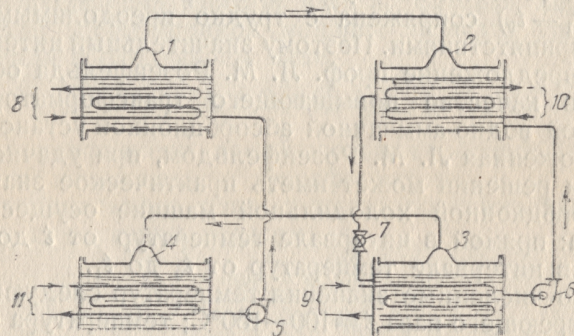


Рис. 120. Схема обращенной водно-аммиачной абсорбционной машины.

Эта установка, являющаяся повышающим трансформатором тепла, может при наличии двух тепловых резервуаров со сравнительно малой разностью температур ( $t_1 - t_0$ ) получать тепло более высокой температуры  $t$ .

Аналогично понижающему трансформатору тепла, в идеальном случае обращенная абсорбционная машина совершает два цикла Карно, изображенных на рис. 119, с той только разницей, что цикл 17651 является прямым, а цикл 14321—обратным.

Эффективность работы повышающего трансформатора характеризуется коэффициентом превращения, равным отношению полученного высокопотенциального тепла  $Q$  к затраченному теплу  $Q_1$ , т. е. он равен обратной величине коэффициента  $\psi$ .

Для того, чтобы выяснить предельно высокое значение этого коэффициента, представим себе обратимое протекание всех процессов, т. е. пусть оба цикла — прямой и обратный — являются циклами Карно.

Тогда, в соответствии с уравнением (7), коэффициент превращения повышающего трансформатора, равный обратной величине коэффициента  $\psi$ , будет выражаться через температуры следующим образом:

$$\frac{1}{\psi} = \frac{T(T_1 - T_0)}{T_1(T - T_0)}. \quad (12)$$

Для того, чтобы оценить максимально возможное значение коэффициента преобразования повышающего трансформатора, приведем следующий пример.

Определить численное значение коэффициента преобразования повышающего трансформатора в случае обратимого протекания процессов, если имеются в наличии тепловые резервуары с температурами  $t_0 = -10^\circ \text{С}$ ;  $t_1 = +20^\circ \text{С}$  и требуется получить тепло при температуре  $t = 100^\circ \text{С}$ .

В соответствии с формулой (12) имеем:

$$\frac{1}{\psi} = \frac{373 \cdot 30}{293 \cdot 80} = 0,51.$$

Понятно, что действительное значение коэффициента преобразования будет значительно ниже в виду необратимости процессов, особенно значительной при малых разностях температур ( $t_1 - t_0$ ) прямого цикла. Кроме того, следует учесть необходимость затраты механической работы на приведение в движение жидкостных насосов установки.

Вполне аналогичный в термодинамическом отношении принцип осуществляется в так называемых термохимических трансформаторах тепла с той только разницей, что прямой цикл протекает не в столь малом интервале температур.

Термохимические трансформаторы тепла применяют для повышения параметров парового потока (с температурой  $-t_1$ ), используя наличие разности температур ( $t_1 - t_0$ ) этого пара и окружающей среды.

В результате может быть получен пар более высоких параметров, который можно использовать для различных технологических нужд.

В качестве абсорбента в термохимических трансформаторах наиболее пригодны растворы едкого калия (KOH) или растворы хлористого кальция ( $\text{CaCl}_2$ ), в качестве рабочего тела применяется вода.

Термохимические трансформаторы тепла работают аналогично абсорбционным холодильным машинам, но для целей трансформации тепла, а не для производства холода.



Центральный научно-исследовательский котлотурбинный институт им. И. И. Ползунова провёл обширные экспериментальные работы с различными веществами ( $\text{KOH}$ ,  $\text{NaOH}$  и  $\text{CaCl}_2$ ).

Эти испытания дали возможность составить весьма полный и точный баланс установки в целом и произвести анализ отдельных элементов термохимического трансформатора (абсорбера-генератора, теплообменника и испарителя). Исследования эти проводились при самых различных параметрах процесса (давлениях пара и концентрации раствора).

Тепловой насос может служить также одновременно двум целям — получению тепла повышенного и пониженного потенциала, т. е. выполнять одновременно функции повышающего и понижающего трансформатора тепла.

Подавая в абсорбер термохимического трансформатора пар среднего давления, получают в генераторе пар высокого давления, а в испарителе — низкого давления.

Схему трансформатора в этом случае называют расщепительной; она также, как и повышающая схема, находит себе применение в системе теплоэлектростанций.

Обычная аммиачная компрессионная холодильная машина одновременно с получением холода может выполнять функцию теплового насоса.

Для этого достаточно перед конденсатором холодильной машины установить отдельный аппарат, снимающий перегрев с агента. Вода, выходящая из этого теплообменного аппарата, будет иметь более высокую температуру, чем окружающая среда (для аммиака около  $100^\circ$ ) и может быть полезно использована для различных производственных нужд. Схема включения теплообменного аппарата показана на рис. 121.

Количество тепла, которое может быть использовано, по такой схеме не велико; оно составляет в аммиачных машинах от 10 до 15% от тепла, отнимаемого в конденсаторе. Однако, если учесть, что установка теплообменника между компрессором и конденсатором полезна в том отношении, что она улучшает маслоотделение от аммиака, то следует считать описанную схему целесообразной.

#### 4. Тепловой насос в выпарной установке

Выпарные установки применяются во многих отраслях промышленности. Химическая промышленность широко при-

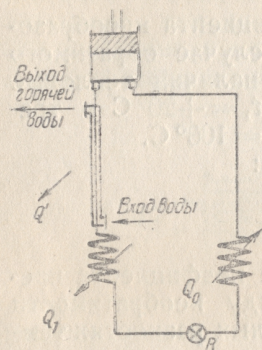


Рис. 121. Схема включения теплообменника.

меняет выпаривание при возгонке многокомпонентных смесей, для концентрации красильных растворов. В пищевой промышленности не менее широко распространены выпарные установки для увеличения концентрации соков плодов и овощей, для изготовления сгущенного молока, при получении пищевых концентратов и порошков, а также в сахарном производстве. Выпаривание также применяется для опреснения морской воды.

В народном хозяйстве на работу выпарных установок затрачивается значительное количество топлива, поэтому применение в них теплового насоса может дать экономический эффект.

Условия работы в выпарных установках более благоприятны, чем в отопительных устройствах, так как в первых температурные разности обычно меньше, чем во вторых, благодаря чему коэффициент эффективности теплового насоса получает более высокое значение.

Кроме того, осуществление теплового насоса в выпарных установках сравнительно просто и дешево.

Схема работы теплового насоса в выпарной установке показана на рис. 122.

Компрессор  $b$  всасывает из кипятильника  $a$  пар (соковый пар) и, сжав его, прогоняет через змеевик  $c$ , в котором происходит конденсация пара. Горячий конденсат поступает в противоточный теплообменник  $d$ , через который поступает в кипятильник выпариваемый раствор.

Диаграмма  $T-S$  (рис. 122) показывает обратный цикл, осуществляющийся в установке.  $AB$  — сжатие пара в компрессоре;  $BCD$  — конденсация в конденсаторе;  $DE$  — охлаждение конденсата в противоточном теплообменнике и  $EA$  — испарение в кипятильнике.

Для упрощения применяемой схемы целесообразно вести выпаривание при атмосферном давлении; в этом случае нет необходимости в специальных уплотнениях. Однако в ряде случаев для того, чтобы избежать отрицательного влияния высоких температур на выпариваемый продукт (приготовленные сгущенного молока, соков плодов и овощей и др.), выпарку ведут под вакуумом.

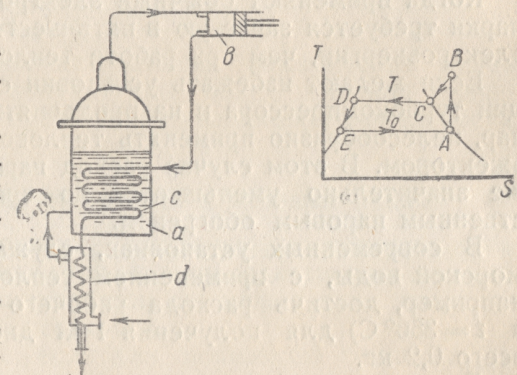


Рис. 122. Схема теплового насоса в выпарной установке.



Коэффициент теплового насоса будет тем больше, чем меньше разница температур пара при входе и выходе из компрессора. Но при уменьшении разности температур, наряду с уменьшением энергетических затрат, происходит рост поверхности теплообмена.

Выпаривание при помощи теплового насоса требует значительно меньших энергетических затрат, чем при использовании котельного пара даже в случае применения многокорпусной выпарки, которая дает существенную экономию пара по сравнению с обычной.

Многокорпусная выпарка, заключающаяся в последовательном соединении нескольких корпусов-кипятильников с использованием вторичного пара предыдущего корпуса в качестве греющего в последующем, требует обычно значительных металлозатрат.

Когда применяют обычный электрокипятильник, для выпарки требуется зачастую в пять-шесть раз больший расход электроэнергии, чем при работе теплового насоса.

Если желают избежать установки сложного по конструкции турбокомпрессора и на предприятии имеется котельный пар, целесообразно применять тепловой насос со струйным эжектором. В этом случае расход пара на выпаривание также значительно уменьшается по сравнению с непосредственным паровым обогревом.

В современных установках, служащих для опреснения морской воды, с применением теплового насоса удается, например, достичь расхода рабочего пара (при  $p=15$  ата и  $t=350^\circ\text{C}$ ) для получения 1 кг дистиллированной воды всего 0,2 кг.

Для того, чтобы избежать установки металлических поверхностей нагрева (поверхность С на рис. 122), в современных выпарных устройствах, работающих под вакуумом, поступают аналогично тому, как в испарителях вакуумводяных машин.

Описанная ранее вакуумводяная холодильная машина одновременно выполняет и функции выпарной установки, так как поступающий в испаритель рассол увеличивает концентрацию вследствие испарения части воды, увлекаемой эжекторным устройством.

Если установка эта служит для целей выпаривания жидкостей, условия ее работы значительно благоприятнее, так как отношение давлений в обратном холодильном цикле меньше, чем тогда, когда установка работает для производства холода. При выпаривании в испарителе нет нужды обычно поддерживать глубокий вакуум, который требуется для получения низких температур в холодильной машине, благодаря этому увеличивается коэффициент эжекции и, следовательно, понижается расход рабочего пара. Положитель-

ным свойством выпарной установки, по сравнению с холодильной эжекторной машиной, является и то, что благодаря более высокому давлению в испарителе, расход энергии на отсасывание воздуха в ней также значительно ниже.

Пример. Определить коэффициент эффективности теплового насоса выпарной установки, работающей по схеме 122, если давление кипения  $p_0=2$  ата, а давление конца сжатия  $p=7$  ата (пользуясь  $T-S$  диаграммой для водяного пара, определим необходимые величины).

Количество тепла, отдаваемое 1 кг пара сжатого в компрессоре, равно:

$$Q = i_B - i_E = 707 - 146 = 561 \text{ ккал/кг.}$$

Теоретическая работа сжатия будет:

$$AL = i_B - i_A = 707 - 647 = 60 \text{ ккал/кг.}$$

Теоретический коэффициент эффективности теплового насоса равен:

$$\varphi = \frac{561}{60} = 9,35.$$

Когда конечное давление сжатия компрессора будет меньше, коэффициент  $\varphi$  получит еще более высокое значение, но в этом случае потребуются увеличение поверхности нагрева.

## 5. Охлаждение рабочего агента в силовых циклах

Искусственное понижение температуры холодильника в прямом (силовом) цикле, как это непосредственно следует из второго начала термодинамики, не может дать повышения термического к.п.д. установки.

Даже в том случае, если для понижения температуры был бы осуществлен обратный цикл Карно, то и тогда увеличение работы в прямом цикле равнялось бы работе, необходимой для производства холода. Учитывая же необратимость в прямом и обратном цикле, искусственное понижение температуры холодильника приведет неизбежно к потере полезной работы.

Однако, несмотря на кажущуюся нерациональность такого мероприятия, преждевременно делать вывод о бесперспективности искусственного охлаждения рабочего агента в силовом цикле. В ряде случаев следует ожидать от этого процесса не увеличения, а, напротив, уменьшения расхода топлива в установке.

Рациональное использование искусственного охлаждения рабочего агента может быть осуществлено в двигателях внутреннего сгорания и в газовых турбинах. Прежде чем перейти к этой проблеме, кратко остановимся на некоторых общих вопросах работы тепловых машин.

Иногда удобно рассматривать получение механической энергии, становясь на следующую позицию: из генератора



(котла или из камеры сгорания) рабочее тело поступает в машину или в турбину с параметрами  $p$  и  $t$ , отличными от параметров  $p_0$  и  $t_0$  окружающей среды. Состояние среды характеризуется точкой  $M_0$  на рис. 123 (диаграмма энтальпии — энтропия).

В состоянии  $M$ , характеризуемом параметрами  $p$  и  $t$ , поток поступает в машину, где он расширяется адиабатически. Возможны следующие три случая работы тепловой машины.

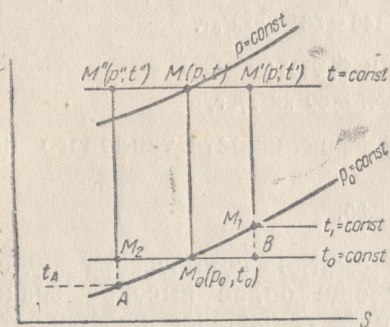


Рис. 123. Возможные случаи работы теплового двигателя.

$M'$  происходит тогда, когда рабочее тело, достигнув после расширения (точка  $M_1$ ) давления среды  $p_0$ , имеет еще более высокую температуру  $t_1$ , чем окружающая среда.

В третьем случае, расширяясь в машине, рабочее тело сначала достигает температуры  $t_0$ , а затем давления  $p_0$ . Третий случай, который можно назвать работой с избыточным давлением, интересен тем, что при нем возможно совместное получение в машине механической работы и холода (точка  $M''$  характеризует состояние рабочего тела после генератора).

Действительно, рабочее тело, расширяясь до давления  $p_0$ , приобретает температуру  $t_A$  более низкую, чем температура окружающей среды  $t_0$ . Холодопроизводительность в этом случае измерится отрезком  $M_2 A$ .

В обычных теплосиловых установках этот третий случай не имеет места, но в комбинированной газопаровой установке, предложенной А. Н. Ложкиным, он может быть получен. В этой установке камера сгорания газовой турбины является одновременно парогенератором для паросиловой установки, поэтому газы, проходя к турбине при достаточно низкой температуре и расширяясь до атмосферного давления, могут стать более холодными, чем окружающая среда.

Таким образом, комбинированная газопаровая установка А. Н. Ложкина может служить одновременно источником механической энергии и генератором холода. В тепловых

Первый случай, когда рабочее тело, расширившись до давления  $p_0$ , одновременно с этим приобрело и температуру среды  $t_0$  (линия  $MM_0$  на рис. 123). Этот случай наиболее рационален, так как дает возможность, работая без вакуума открытым циклом, полностью использовать располагаемый перепад температур.

Второй случай (состояние рабочего тела после генератора характеризуется точкой

машинах, как правило, осуществляется второй из рассмотренных случаев, который можно назвать работой с недостаточным давлением (точка  $M'$  характеризует состояние рабочего тела после генератора).

Рабочее тело, расширившись в машине, достигает давления среды  $p_0$ , не понижая температуры до значения температуры среды  $t_0$ . В конце адиабатического расширения (точка  $M_1$ ) температура рабочего тела остается выше температуры среды  $t_0$ .

В паросиловых установках для того, чтобы приблизиться к температуре  $t_0$ , работают замкнутым циклом, поддерживая в холодильнике давление ниже атмосферного. Ясно, что поддержание вакуума в холодильнике связано с усложнением установки и с дополнительной затратой энергии. С этой точки зрения представляют интерес предложения построить бинарную установку, в верхней ступени которой работала бы вода, а в нижней — легкокипящая жидкость, не требующая низких давлений.

В двигателях внутреннего сгорания, работающих открытым циклом, с выхлопом газов наружу, неизбежна существенная потеря, связанная с тем, что температура отходящих газов значительно выше температуры окружающей среды. Применение специальных систем газовых турбин, работающих на отработанных газах, не дает возможности полностью использовать эту потерю, измеряемую отрезком  $M_1B$  (рис. 123). Имеются предложения использовать тепло отходящих газов двигателей в паросиловой установке, что, конечно, может повысить общий к.п.д., так как приблизит температуру отходящих после утилизационного котла газов к температуре окружающей среды.

Однако возможно и другого рода косвенное использование этого тепла, заключающееся в охлаждении воздуха, подаваемого в цилиндр двигателя.

Известно, что теплоиспользование в двигателях дизеля заметно улучшается при понижении температуры воздуха, всасываемого в цилиндр. При более низкой температуре воздуха весовое его количество растет и поэтому в цилиндр попадает больший заряд, что дает преимущество, аналогичное тому, какое получается при наддуве. Это явление приводит к увеличению литровой мощности двигателя и, следовательно, к повышению его эффективного к.п.д.

Схема установки, использующей тепло отработанных газов для охлаждения воздуха, подаваемого в цилиндр, показана на рис. 124.

В качестве генератора холода возможно использовать абсорбционную машину 2, которая, получая от двигателя 1 теплоноситель в виде отходящих газов, охлаждает в воздухоохладителе 3 наружный воздух, подаваемый в двигатель.



Как показывают расчеты, низкопотенциального тепла, обычно используемого в двигателях внутреннего сгорания, вполне достаточно для значительного понижения температуры наружного воздуха.

Данные испытаний двигателей дизеля показывают, что в зимних условиях работы (при температуре наружного воздуха около  $-10^{\circ}\text{C}$ ) наблюдается увеличение мощности и уменьшение удельного расхода топлива.

Понижение температуры всасываемого воздуха до значений  $-30$  или даже  $-40^{\circ}\text{C}$  дает еще больший эффект.

Потребная холодопроизводительность абсорбционной машины, охлаждающей воздух, подаваемый в двигатель, сравнительно не велика.

Количество тепла выхлопных газов двигателя оказывается достаточным для обеспечения потребной холодопроизводительности<sup>1</sup>.

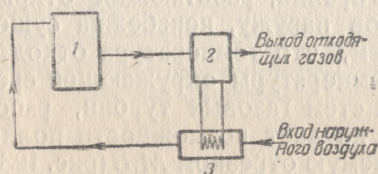


Рис. 124. Схема работы двигателя с охлаждением воздуха.

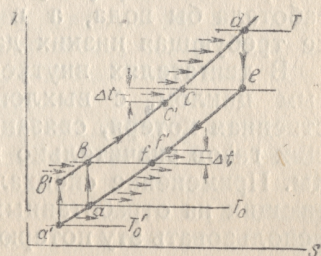


Рис. 125. Регенеративный цикл газовой турбины с охлаждением воздуха.

Иное назначение имеют предложения об использовании холода в газовых турбинах.

Для того, чтобы получить правильное представление о подобных предложениях, необходимо иметь в виду, что высокие значения эффективного к. п. д. в газовых турбинах можно получить только в случае применения регенерации тепла. Рабочее тело (воздух или продукты сгорания при применении открытого цикла), выходя из турбины и имея еще сравнительно высокую температуру, подогревает воздух, сжатый в компрессоре и направляемый в камеру сгорания.

Цикл газовой турбины изображен в диаграмме  $T-S$  на рис. 125 ( $abcdefa$ ), здесь:

$ab$  — адиабатическое сжатие воздуха в компрессоре;  
 $bc$  — охлаждение в регенераторе;

<sup>1</sup> Утилизация тепла отходящих газов двигателей внутреннего сгорания рассматривается в статье Б. А. Русанова. Получение холода путем утилизации тепла отходящих газов, «Энергетический бюллетень», № 6, 1947.

$cd$  — сообщение тепла в камере сгорания;  
 $de$  — адиабатическое расширение в газовой турбине;  
 $ef$  — охлаждение в регенераторе;  
 $fa$  — охлаждение в охладителе.

В том случае, когда газовая турбина работает разомкнутым циклом, газы, характеризующиеся состоянием  $f$ , покидают регенератор и в компрессор всасывается наружный воздух, имеющий температуру  $t_0$ .

Отрицательной стороной регенеративного цикла является весьма значительная поверхность теплообмена регенератора. В этом аппарате теплопередача малоинтенсивна, так как тепло передается от воздуха через поверхность регенератора к воздуху (или к газу при работе открытой схемой). Регенераторы получаются громоздкими, поэтому имеются даже попытки применять вместо воздуха легкие газы (водород и гелий) для интенсификации теплопередачи и уменьшения размера и веса генератора.

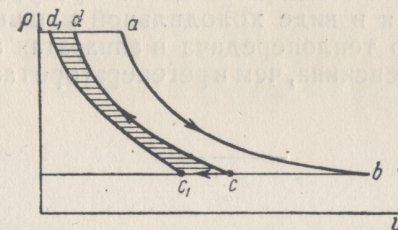


Рис. 126. Процессы расширения и сжатия в  $p-v$  диаграмме.

Для интенсификации теплопередачи приходится допускать, не считаясь с падением к. п. д., довольно значительные разности температур в регенераторе  $\Delta t$ . Состояние рабочего тела после охлаждения в регенераторе будет характеризоваться точкой  $f'$ , а перед камерой сгорания точкой  $c'$ . Таким образом, охлаждаемое в регенераторе рабочее тело покидает регенератор при сравнительно высокой температуре.

Используя тепло этих отходящих из регенератора газов в абсорбционной холодильной машине для охлаждения (ниже температуры  $t_0$ ) воздуха, подаваемого в компрессор, возможно довольно заметно повысить эффективный к. п. д. всей установки.

При охлаждении воздуха перед компрессором (линия  $aa'$  на рис. 125) удельный объем его уменьшается и работа сжатия компрессора также становится меньшей. Уменьшение работы компрессора показано в диаграмме  $p-v$  (рис. 126), где:

$ab$  — расширение в газовой турбине;  
 $cd$  — сжатие в компрессоре обычной установки;



$c_1d_1$  — сжатие в компрессоре после предварительного охлаждения воздуха;  
 $cc_1$  — охлаждение воздуха в холодильной машине.

Заштрихованная площадь на рисунке равна уменьшению работы компрессора при охлаждении.

Даже сравнительно небольшое уменьшение работы компрессора, вследствие необратимости процессов, заметно сказывается на эффективном к. п. д. установки.

Цикл газовой турбины с охлаждением воздуха в энтропийной диаграмме (рис. 125) изобразится контуром  $a'b'c'def'a'$ , процесс охлаждения линией  $aa'$  и процесс сжатия охлажденного воздуха линией  $a'b'$ . Вследствие перемещения точки  $b$  (конца сжатия) в точку  $b'$  понадобится дополнительная затрата тепла (площадь под линией  $b'b$ ) для осуществления цикла. Однако в ряде случаев для этого подогрева возможно использовать низкопотенциальное тепло, даваемое абсорбционной установкой.

Хотя реализация описанного цикла требует дополнительного оборудования в виде холодильной машины, но следует иметь в виду, что теплопередача в аппаратах абсорбционной машины более интенсивна, чем в регенераторе газовой турбины.

## ПРИЛОЖЕНИЯ



Таблица насыщенных паров аммиака

Приложение 1

Темпера- тура °C	Давле- ние (ата) $p$ кг/см <sup>2</sup>	Объем		Энтальпия		Вн. энергия		Скрытая теплота испарения $r = i'' - i'$ ккал/кг	Энтропия		
		жидко- сти $v'$ л/кг	сухого пара $v''$ м <sup>3</sup> /кг	жидко- сти $i'$ ккал/кг	сухого пара $i''$ ккал/кг	жидко- сти $u'$ ккал/кг	сухого пара $u''$ ккал/кг		жидко- сти $s'$ ккал кг °K	сухого пара $s''$ ккал кг °K	$r$ $T = s'' - s'$ ккал кг °K
-50	0,4168	1,4245	2,6170	-53,83	284,14	-53,84	258,60	337,97	-0,2169	1,2980	1,5149
-49	0,4421	1,4269	2,4776	-52,78	284,55	-52,79	258,90	337,32	-0,2122	1,2930	1,5052
-48	0,4686	1,4293	2,3471	-51,72	284,95	-51,74	259,19	336,66	-0,2015	1,2881	1,4956
-47	0,4964	1,4318	2,2246	-50,66	285,35	-50,68	259,49	336,00	-0,2028	1,2833	1,4861
-46	0,5256	1,4342	2,1096	-49,60	285,75	-49,62	259,78	335,34	-0,1981	1,2785	1,4766
-45	0,5562	1,4367	2,0015	-48,54	286,14	-48,56	260,07	334,68	-0,1935	1,2738	1,4673
-44	0,5882	1,4392	1,9000	-47,48	286,54	-47,50	260,37	334,02	-0,1889	1,2692	1,4581
-43	0,6217	1,4417	1,8045	-46,42	286,93	-46,44	260,66	333,35	-0,1843	1,2646	1,4489
-42	0,6568	1,4442	1,7146	-45,36	287,32	-45,38	260,96	332,68	-0,1797	1,2600	1,4397
-41	0,6935	1,4468	1,6300	-44,30	287,71	-44,32	261,20	332,01	-0,1751	1,2555	1,4306
-40	0,7318	1,4493	1,5503	-43,24	288,10	-43,26	261,54	331,34	-0,1705	1,2510	1,4215
-39	0,7719	1,4519	1,4752	-42,18	288,49	-42,20	261,83	330,67	-0,1660	1,2465	1,4125
-38	0,8137	1,4545	1,4045	-41,12	288,88	-41,14	262,12	329,99	-0,1615	1,2421	1,4036
-37	0,8573	1,4571	1,3377	-40,06	289,27	-40,08	262,42	329,31	-0,1570	1,2378	1,3948
-36	0,9028	1,4597	1,2746	-38,99	289,65	-39,02	262,71	328,63	-0,1525	1,2336	1,3861
-35	0,9503	1,4623	1,2151	-37,92	290,03	-37,95	263,00	327,95	-0,1480	1,2294	1,3774
-34	0,9999	1,4649	1,1589	-36,85	290,41	-36,89	263,29	327,26	-0,1435	1,2252	1,3687
-33	0,0515	1,4676	1,1058	-35,79	290,79	-35,83	263,57	326,57	-0,1390	1,2211	1,3601
-32	0,1052	1,4703	1,0555	-34,72	291,17	-34,76	263,86	325,88	-0,1346	1,2179	1,3516
-31	0,1610	1,4730	1,0080	-33,65	291,54	-33,69	264,15	325,19	-0,1302	1,2130	1,3432
-30	1,219	1,4557	0,9630	-32,58	291,91	-32,62	264,43	324,49	-0,1258	1,2090	1,3348
-29	1,279	1,4784	0,9204	-31,51	292,28	-31,55	264,71	323,79	-0,1214	1,2050	1,3264
-28	1,342	1,4811	0,8801	-30,44	292,64	-30,48	264,98	323,08	-0,1170	1,2011	1,3181

Приложение 1 (продолжение)

Темпера- тура °C	Давле- ние (ата) $p$ кг/см <sup>2</sup>	Объем		Энтальпия		Вн. энергия		Скрытая теплота испарения $r = i'' - i'$ ккал/кг	Энтропия		
		жидко- сти $v'$ л/кг	сухого пара $v''$ м <sup>3</sup> /кг	жидко- сти $i'$ ккал/кг	сухого пара $i''$ ккал/кг	жидко- сти $u'$ ккал/кг	сухого пара $u''$ ккал/кг		жидко- сти $s'$ ккал кг °K	сухого пара $s''$ ккал кг °K	$r$ $T = s'' - s'$ ккал кг °K
-27	1,407	1,4839	0,8418	-29,37	293,00	-29,41	265,26	322,37	-0,1126	1,1972	1,3098
-26	1,475	1,4867	0,8056	-28,29	293,36	-28,34	265,54	321,66	-0,1083	1,1934	1,3017
-25	1,546	1,4895	0,7712	-27,22	293,72	-27,27	265,81	320,94	-0,1040	1,1896	1,2936
-24	1,619	1,4923	0,7386	-26,14	294,07	-26,20	266,08	320,22	-0,0997	1,1858	1,2855
-23	1,695	1,4951	0,7076	-25,07	294,42	-25,13	266,35	319,49	-0,0954	1,1821	1,2775
-22	1,774	1,4980	0,6782	-23,99	294,77	-24,05	266,62	318,76	-0,0911	1,1784	1,2695
-21	1,856	1,5008	0,6502	-22,91	295,12	-22,97	266,88	318,03	-0,0868	1,1747	1,2615
-20	1,940	1,5037	0,6236	-21,83	295,46	-21,89	267,14	317,29	-0,0826	1,1710	1,2536
-19	2,027	1,5066	0,5983	-20,75	295,80	-20,82	267,40	316,55	-0,0783	1,1674	1,2457
-18	2,117	1,5096	0,5742	-19,67	296,13	-19,74	267,65	315,80	-0,0741	1,1638	1,2379
-17	2,211	1,5125	0,5513	-18,59	296,46	-18,66	267,90	315,05	-0,0699	1,1602	1,2301
-16	2,309	1,5155	0,5295	-17,50	296,79	-17,58	268,15	314,29	-0,0657	1,1567	1,2224
-15	2,410	1,5185	0,5087	-16,41	297,12	-16,50	268,40	313,53	-0,0615	1,1532	1,2147
-14	2,514	1,5215	0,4889	-15,32	297,44	-15,42	268,64	312,76	-0,0573	1,1498	1,2071
-13	2,621	1,5245	0,4700	-14,24	297,75	-14,34	268,88	311,99	-0,0531	1,1464	1,1995
-12	2,732	1,5276	0,4520	-13,15	298,06	-13,26	269,12	311,21	-0,0489	1,1430	1,1919
-11	2,847	1,5307	0,4348	-12,06	298,37	-12,17	269,36	310,43	-0,0448	1,1396	1,1844
-10	2,966	1,5338	0,4184	-10,97	298,67	-11,08	269,60	309,64	-0,0407	1,1362	1,1769
-9	3,089	1,5369	0,4028	-9,88	298,97	-9,99	269,83	308,85	-0,0366	1,1329	1,1695
-8	3,216	1,5400	0,3878	-8,79	299,27	-8,90	270,06	308,05	-0,0325	1,1296	1,1621
-7	3,347	1,5432	0,3735	-7,70	299,56	-7,81	270,29	307,25	-0,0284	1,1263	1,1547
-6	3,481	1,5464	0,3599	-6,60	299,85	-6,72	270,52	306,45	-0,0243	1,1231	1,1474
-5	3,619	1,5496	0,3469	-5,50	300,14	-5,63	270,74	305,64	-0,0202	1,1199	1,1401
-4	3,761	1,5528	0,3344	-4,41	300,42	-4,54	270,96	304,83	-0,0161	1,1167	1,1328
-3	3,908	1,5561	0,3225	-3,31	300,70	-3,45	271,18	304,01	-0,0120	1,1135	1,1255



Темпера- тура. °C	Давле- ние (ата) $p$ кг/см <sup>2</sup>	Объем		Энтальпия		Вн. энергия		Скрытая теплота испарения $r = i'' - i'$ ккал/кг	Энтропия		
		жидко- сти $v'$ л/кг	сухого пара $v''$ м <sup>3</sup> /кг	жидко- сти $i'$ ккал/кг	сухого пара $i''$ ккал/кг	жидко- сти $u'$ ккал/кг	сухого пара $u''$ ккал/кг		жидко- сти $s'$ ккал кг °K	сухого пара $s''$ ккал кг °K	$r = s'' - s'$ ккал кг °K
- 2	4,060	1,5594	0,3111	- 2,21	300,98	- 2,36	271,40	303,19	- 0,0080	1,1103	1,1183
- 1	4,217	1,5627	0,3002	- 1,11	301,25	- 1,26	271,61	302,36	- 0,0040	1,1072	1,1112
0	4,379	1,5660	0,2897	0,00	301,52	- 0,16	271,82	301,52	0,0000	1,1041	1,1041
+ 1	4,545	1,5694	0,2797	+ 1,10	301,78	+ 0,94	272,02	300,68	+ 0,0040	1,1010	1,0970
+ 2	4,716	1,5727	0,2700	+ 2,21	302,04	+ 2,04	272,22	299,84	+ 0,0080	1,0979	1,0899
+ 3	4,892	1,5761	0,2608	+ 3,32	302,30	+ 3,14	272,42	298,99	+ 0,0120	1,0949	1,0829
+ 4	5,073	1,5796	0,2520	+ 4,43	302,55	+ 4,24	272,62	298,13	+ 0,0160	1,0919	1,0759
+ 5	5,259	1,5831	0,2435	+ 5,54	302,80	+ 5,34	272,81	297,26	+ 0,0200	1,0889	1,0689
+ 6	5,450	1,5866	0,2353	+ 6,65	303,04	+ 6,44	273,00	296,39	+ 0,0240	1,0859	1,0619
+ 7	5,647	1,5901	0,2275	+ 7,76	303,27	+ 7,54	273,18	295,51	+ 0,0240	1,0829	1,0549
+ 8	5,849	1,5936	0,2200	+ 8,87	303,50	+ 8,65	273,36	294,63	+ 0,0319	1,0799	1,0480
+ 9	6,057	1,5972	0,2128	+ 9,99	303,73	+ 9,76	273,54	293,74	+ 0,0358	1,0770	1,0412
+ 10	6,271	1,6008	0,2058	+ 11,11	303,95	+ 10,87	273,71	292,84	+ 0,0397	1,0741	1,0344
+ 11	6,490	1,6045	0,1992	+ 12,23	304,17	+ 11,98	273,88	291,94	+ 0,0436	1,0712	1,0267
+ 12	6,715	1,6081	0,1927	+ 13,35	304,38	+ 13,09	274,05	291,03	+ 0,0475	1,0683	1,0208
+ 13	6,946	1,6118	0,1866	+ 14,47	304,59	+ 14,20	274,21	290,12	+ 0,0514	1,0654	1,0140
+ 14	7,183	1,6156	0,1806	+ 15,59	304,79	+ 15,31	274,37	289,20	+ 0,0553	1,0626	1,0073
+ 15	7,431	1,6193	0,1749	+ 16,72	304,99	+ 16,43	274,53	288,27	+ 0,0592	1,0598	1,0506
+ 16	7,677	1,6231	0,1694	+ 17,85	305,19	+ 17,55	274,69	287,34	+ 0,0631	1,0570	0,9939
+ 17	7,933	1,6270	0,1642	+ 18,98	305,38	+ 18,67	274,85	286,40	+ 0,0670	1,0542	0,9872
+ 18	8,196	1,6308	0,1591	+ 20,11	305,57	+ 19,79	275,00	285,46	+ 0,0709	1,0514	0,9805
+ 19	8,465	1,6347	0,1542	+ 21,24	305,75	+ 20,81	275,15	284,51	+ 0,0747	1,0486	0,9739
+ 20	8,741	1,6386	0,1494	+ 22,38	305,93	+ 22,04	275,30	283,55	+ 0,0785	1,0459	0,9674
+ 21	9,024	1,6426	0,1449	+ 23,52	306,10	+ 23,16	275,44	282,58	+ 0,0824	1,0432	0,9608
+ 22	9,314	1,6466	0,1405	+ 24,66	306,27	+ 24,28	275,58	281,61	+ 0,0862	1,0405	0,9543
+ 23	9,611	1,6507	0,1363	+ 25,80	306,43	+ 25,41	275,71	280,63	+ 0,0900	1,0378	0,9478

Темпера- тура. °C	Давле- ние (ата) $p$ кг/см <sup>2</sup>	Объем		Энтальпия		Вн. энергия		Скрытая теплота испарения $r = i'' - i'$ ккал/кг	Энтропия		
		жидко- сти $v'$ л/кг	сухого пара $v''$ м <sup>3</sup> /кг	жидко- сти $i'$ ккал/кг	сухого пара $i''$ ккал/кг	жидко- сти $u'$ ккал/кг	сухого пара $u''$ ккал/кг		жидко- сти $s'$ ккал кг °K	сухого пара $s''$ ккал кг °K	$r = s'' - s'$ ккал кг °K
+ 24	9,915	1,6546	0,1322	+ 26,94	306,59	+ 26,54	275,84	279,65	+ 0,0938	1,0351	0,9413
+ 25	10,225	1,6588	0,1283	+ 28,09	306,75	+ 27,67	275,97	278,66	+ 0,0976	1,0324	0,9348
+ 26	10,544	1,6630	0,1245	+ 29,24	306,89	+ 28,80	276,09	277,66	+ 0,1014	1,0297	0,9283
+ 27	10,870	1,6672	0,1209	+ 30,39	307,03	+ 29,93	276,21	276,65	+ 0,1052	1,0270	0,9218
+ 28	11,204	1,6714	0,1174	+ 31,54	307,17	+ 31,06	276,32	275,64	+ 0,1090	1,0243	0,9153
+ 29	11,546	1,6757	0,1140	+ 32,69	307,30	+ 32,20	276,43	274,62	+ 0,1128	1,0217	0,9089
+ 30	11,895	1,6800	0,1107	+ 33,84	307,43	+ 33,34	276,54	273,59	+ 0,1165	1,0191	0,9026
+ 31	12,252	1,6844	0,1075	+ 35,00	307,55	+ 34,48	276,64	272,55	+ 0,1203	1,0165	0,8962
+ 32	12,617	1,6888	0,1045	+ 36,10	307,67	+ 35,62	276,74	271,50	+ 0,1241	1,0139	0,8898
+ 33	12,991	1,6932	0,1015	+ 37,32	307,78	+ 36,76	276,83	270,45	+ 0,1278	1,0113	0,8835
+ 34	13,374	1,6977	0,0986	+ 38,48	307,88	+ 37,91	276,92	269,39	+ 0,1315	1,0087	0,8772
+ 35	13,765	1,7023	0,0959	+ 39,65	307,97	+ 39,06	277,01	268,32	+ 0,1352	1,0061	0,8709
+ 36	14,165	1,7069	0,0932	+ 40,82	308,06	+ 40,21	277,09	267,24	+ 0,1390	1,0035	0,8645
+ 37	14,573	1,7115	0,0906	+ 41,99	308,15	+ 41,36	277,17	266,15	+ 0,1427	1,0009	0,8582
+ 38	14,990	1,7162	0,0881	+ 43,16	308,23	+ 42,51	277,25	265,06	+ 0,1464	0,9984	0,8520
+ 39	15,415	1,7209	0,0857	+ 44,34	308,30	+ 43,66	277,32	263,96	+ 0,1501	0,9958	0,8455
+ 40	15,850	1,7257	0,0833	+ 45,52	308,37	+ 44,82	277,39	262,85	+ 0,1538	0,9933	0,8397
+ 41	16,294	1,7305	0,0810	+ 46,70	308,43	+ 45,97	277,45	261,73	+ 0,1575	0,9908	0,8333
+ 42	16,747	1,7354	0,0788	+ 47,88	308,49	+ 47,13	277,51	260,60	+ 0,1612	0,9882	0,8270
+ 43	17,210	1,7404	0,0767	+ 49,06	308,54	+ 48,29	277,57	259,47	+ 0,1649	0,9857	0,8208
+ 44	17,682	1,7454	0,0746	+ 50,24	308,58	+ 49,45	277,62	258,33	+ 0,1686	0,9832	0,8146
+ 45	18,165	1,7504	0,0726	+ 51,43	308,61	+ 50,61	277,67	257,18	+ 0,1722	0,9807	0,8085
+ 46	18,658	1,7555	0,0707	+ 52,62	308,64	+ 51,77	277,71	256,02	+ 0,1759	0,9781	0,8022
+ 47	19,161	1,7607	0,0688	+ 53,81	308,66	+ 52,93	277,75	254,85	+ 0,1796	0,9756	0,7960
+ 48	19,673	1,7659	0,0670	+ 55,00	308,68	+ 54,10	277,78	253,67	+ 0,1832	0,9731	0,7899
+ 49	20,195	1,7712	0,0652	+ 56,20	308,69	+ 55,27	277,81	252,48	+ 0,1868	0,9706	0,7838
+ 50	20,727	1,7766	0,0635	+ 57,40	308,69	+ 56,44	277,83	251,29	+ 0,1904	0,9681	0,7777



Таблица насыщенных паров дихлордиформетана (фреона)  
(составил И. И. Левин)

Приложение 2

$t$ °C	$P$ ата	$v'$ л/кг	$v''$ м³/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$r$ ккал/кг	$S'$ ккал/кг °K	$S''$ ккал/кг °K	$\frac{r}{T}$ ккал/кг °K
-70	0,1258	0,6234	0,1259	85,84	128,88	42,99	0,94050	1,15219	0,21169
-69	0,1341	0,6246	0,0605	86,02	128,95	42,93	0,94139	1,15173	0,21034
-68	0,1429	0,6258	0,9998	86,20	129,06	42,86	0,94230	1,15130	0,20900
-67	0,1521	0,6270	0,9437	86,39	129,19	42,80	0,94322	1,15087	0,20765
-66	0,1618	0,6281	0,8911	86,57	129,30	42,73	0,94411	1,15044	0,20633
-65	0,1721	0,6289	0,8413	86,75	129,41	42,66	0,94500	1,15001	0,20501
-64	0,1829	0,6301	0,7954	86,94	129,54	42,60	0,94589	1,14961	0,20372
-63	0,1941	0,6313	0,7578	87,12	129,65	42,53	0,94678	1,14920	0,20242
-62	0,2059	0,6325	0,7125	87,31	129,77	42,46	0,94969	1,14969	0,20114
-61	0,2183	0,6337	0,6749	87,50	129,89	42,39	0,94858	1,14844	0,19986
-60	0,2315	0,6349	0,6394	87,68	130,00	42,32	0,94946	1,14806	0,19860
-59	0,2451	0,6361	0,6064	87,87	130,12	42,25	0,95034	1,14769	0,19735
-58	0,2595	0,6373	0,5752	88,06	130,24	42,18	0,95122	1,14731	0,19609
-57	0,2744	0,6386	0,5461	88,25	130,36	42,11	0,95212	1,14698	0,19486
-56	0,2900	0,6394	0,5188	88,44	130,48	42,04	0,95300	1,14663	0,19363
-55	0,3065	0,6406	0,4930	88,63	130,59	42,96	0,95387	1,14627	0,19240
-54	0,3236	0,6418	0,4687	88,82	130,71	41,89	0,95474	1,14595	0,19121
-53	0,3414	0,6431	0,4461	89,01	130,83	41,82	0,95561	1,14456	0,19001
-52	0,3602	0,6443	0,4246	89,20	130,95	41,75	0,95650	1,14531	0,18881
-51	0,3797	0,6456	0,4043	89,39	131,06	41,67	0,95737	1,14500	0,18763
-50	0,3999	0,6468	0,3854	88,59	131,18	41,59	0,95874	1,14468	0,18644
-49	0,4212	0,6481	0,3673	89,78	131,30	41,52	0,95910	1,14438	0,18528
-48	0,4432	0,6493	0,3504	89,97	131,42	41,45	0,95997	1,14410	0,18413
-47	0,4662	0,6502	0,3344	90,17	131,54	41,37	0,96084	1,14381	0,18297
-46	0,4900	0,6515	0,3193	90,36	131,65	41,29	0,96170	1,14352	0,18182
-45	0,5150	0,6527	0,3050	90,56	131,77	41,21	0,96256	1,14324	0,18068

Приложение 2 (продолжение)

$t$ °C	$P$ ата	$v'$ л/кг	$v''$ м³/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$r$ ккал/кг	$S'$ ккал/кг °K	$S''$ ккал/кг °K	$\frac{r}{T}$ ккал/кг °K
-44	0,5409	0,6540	0,2914	90,76	131,89	41,13	0,96342	1,14297	0,17955
-43	0,5678	0,6553	0,2787	90,95	132,01	41,06	0,96428	1,14271	0,17843
-42	0,5958	0,6566	0,2665	91,15	132,13	40,98	0,96515	1,14247	0,17732
-41	0,6247	0,6579	0,2551	91,35	132,24	40,89	0,96603	1,14220	0,17620
-40	0,6551	0,6592	0,2441	91,55	132,36	40,81	0,96685	1,14193	0,17508
-39	0,6865	0,6605	0,2337	91,75	132,48	40,73	0,96770	1,14170	0,17400
-38	0,7189	0,6618	0,2239	91,95	132,60	40,65	0,96855	1,14146	0,17291
-37	0,7523	0,6631	0,2146	92,15	132,72	40,57	0,96941	1,14124	0,17183
-36	0,7875	0,6645	0,2057	92,35	132,83	40,48	0,97026	1,14101	0,17075
-35	0,8238	0,6658	0,1973	92,55	132,95	40,40	0,97110	1,14078	0,16968
-34	0,8610	0,6671	0,1894	92,76	133,07	40,31	0,97194	1,14055	0,16861
-33	0,9000	0,6684	0,1818	92,96	133,19	40,23	0,97278	1,14034	0,16756
-32	0,9400	0,6698	0,1747	93,16	133,30	40,14	0,97364	1,14014	0,16650
-31	0,9818	0,6711	0,1678	93,37	133,43	40,06	0,97448	1,13993	0,16545
-30	1,0245	0,6725	0,1613	93,57	133,54	39,97	0,97532	1,13975	0,16443
-29	1,0688	0,6739	0,1551	93,78	133,66	39,88	0,97616	1,13965	0,16338
-28	1,1149	0,6752	0,1492	93,98	133,77	39,79	0,97699	1,13934	0,16235
-27	1,1622	0,6766	0,1436	94,19	134,90	39,71	0,97783	1,13917	0,16134
-26	1,2109	0,6780	0,1382	94,40	134,01	39,61	0,97867	1,13899	0,16032
-25	1,2616	0,6793	0,1331	94,61	134,13	39,52	0,97950	1,13879	0,15929
-24	1,3140	0,6807	0,1282	94,81	134,24	39,43	0,98033	1,13862	0,15829
-23	1,3678	0,6821	0,1235	95,02	134,36	39,34	0,98116	1,13845	0,15729
-22	1,4227	0,6835	0,1190	95,23	134,47	39,24	0,98200	1,13829	0,15629
-21	1,4805	0,6844	0,1147	95,44	134,59	39,15	0,98283	1,13814	0,15531
-20	1,5396	0,6868	0,1107	95,65	134,71	39,06	0,98365	1,13798	0,15433



$t, ^\circ\text{C}$	$P$ ата	$v'$ л/кг	$v''$ м³/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$r$ ккал/кг	$S'$ ккал/кг $^\circ\text{C}$	$S''$ ккал/кг $^\circ\text{C}$	$\frac{r}{T}$ ккал/кг $^\circ\text{C}$
-19	1,6005	0,6882	0,1067	95,87	134,83	39,96	0,98448	1,13783	0,15335
-18	1,6627	0,6897	0,1030	96,08	134,95	38,87	0,98531	1,13768	0,15237
-17	1,7275	0,6911	0,09938	96,29	134,06	38,77	0,98614	1,13753	0,15139
-16	1,7940	0,6925	0,09597	96,50	134,17	38,67	0,98696	1,13738	0,15042
-15	1,8622	0,6940	0,09268	96,72	135,29	38,57	0,98778	1,13723	0,14945
-14	1,9321	0,6954	0,08952	96,93	135,40	38,47	0,98860	1,13709	0,14849
-13	2,0050	0,6973	0,08650	97,15	135,52	38,37	0,98942	1,13695	0,14753
-12	2,0793	0,6988	0,08361	97,36	135,63	38,27	0,99025	1,13682	0,14657
-11	2,1555	0,7003	0,08082	97,58	135,75	38,17	0,99107	1,13668	0,14561
-10	2,2342	0,7018	0,07813	97,80	135,87	38,07	0,99188	1,13657	0,14469
-9	2,3148	0,7032	0,07558	98,02	135,98	37,96	0,99270	1,13644	0,14374
-8	2,3981	0,7047	0,07313	98,23	136,09	37,86	0,99351	1,13633	0,14282
-7	2,4833	0,7062	0,07078	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13620	0,14188
-6	2,5712	0,7077	0,06852	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13609	0,14085
-5	2,6602	0,7092	0,06635	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13598	0,14003
-4	2,7531	0,7107	0,06427	99,11	136,51	37,43	0,99676	1,13586	0,13910
-3	2,8479	0,7127	0,06226	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13575	0,13818
-2	2,9439	0,7143	0,06028	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13566	0,13727
-1	3,0446	0,7158	0,05844	99,78	137,88	37,10	0,99919	1,13555	0,13636
0	3,1465	0,7173	0,05667	100,00	136,99	36,99	1,00000	1,13546	0,13546
+1	3,2511	0,7189	0,05496	100,22	137,10	36,88	1,00081	1,13535	0,13454
2	3,3683	0,7205	0,05330	100,45	137,21	36,76	1,00161	1,13524	0,13363
3	3,4676	0,7220	0,05168	100,57	137,32	36,65	1,00242	1,13515	0,13273
4	3,5601	0,7241	0,05012	100,90	137,43	36,53	1,00322	1,13506	0,13184

$t, ^\circ\text{C}$	$P$ ата	$v'$ л/кг	$v''$ м³/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$r$ ккал/кг $^\circ\text{C}$	$S'$ ккал/кг $^\circ\text{C}$	$S''$ ккал/кг $^\circ\text{C}$	$\frac{r}{T}$ ккал/кг $^\circ\text{C}$
5	3,6959	0,7257	0,01863	101,12	137,54	34,42	1,00402	1,13497	0,13095
6	3,8135	0,7273	0,04721	101,35	137,65	36,30	1,00483	1,13488	0,13005
7	3,9348	0,7289	0,04583	101,58	137,76	36,18	1,10563	1,13480	0,12917
8	4,0582	0,7310	0,04450	101,80	137,86	36,06	1,00643	1,13471	0,12828
9	4,1853	0,7326	0,04323	102,03	137,97	35,94	1,00724	1,13462	0,12739
10	4,3135	0,7342	0,04204	102,26	138,08	35,82	1,00803	1,13455	0,12652
11	4,4466	0,7358	0,04086	102,49	138,18	35,69	1,00883	1,13446	0,12563
12	4,5828	0,7384	0,03970	102,72	138,29	35,57	1,00963	1,13439	0,12476
13	4,7209	0,7396	0,03858	102,95	138,39	35,44	1,01042	1,13430	0,12388
14	4,8621	0,7413	0,03751	103,18	138,49	35,31	1,01122	1,13422	0,12300
15	5,0076	0,7435	0,03648	103,42	138,61	35,19	1,01201	1,13414	0,12213
16	5,1550	0,7452	0,03547	103,65	138,70	35,05	1,01281	1,13407	0,12126
17	5,3067	0,7468	0,03449	103,88	138,81	34,93	1,01361	1,13400	0,12039
18	5,4605	0,7491	0,03354	104,12	138,91	34,79	1,01440	1,13392	0,11952
19	5,6172	0,7507	0,03263	104,35	138,01	34,66	1,01519	1,13385	0,11866
20	5,7786	0,7524	0,03175	104,59	139,12	34,53	1,01598	1,13378	0,11730
21	5,9432	0,7547	0,03089	104,82	139,21	34,39	1,01678	1,13372	0,11694
22	6,1112	0,7570	0,03005	105,06	139,31	34,25	1,01757	1,13364	0,11607
23	6,2825	0,7587	0,02925	105,29	139,40	34,11	1,01835	1,13356	0,11521
24	6,4584	0,7605	0,02848	105,53	139,50	33,97	1,01914	1,13350	0,11436
25	6,6363	0,7628	0,02773	105,77	139,61	33,84	1,01993	1,13344	0,11351
26	6,8175	0,7645	0,02700	106,01	139,70	33,69	1,02072	1,13337	0,11265
27	6,0020	0,7669	0,02629	106,25	139,79	33,54	1,02151	1,13329	0,11178
28	7,1933	0,7692	0,02560	106,49	139,89	33,40	1,02229	1,13322	0,11093
29	7,3863	0,7710	0,02494	106,73	139,98	33,25	1,02307	1,13315	0,11008



$t$ °C	$P$ ата	$v'$ л/кг	$v''$ м³/кг	$i'$ ккал/кг	$i''$ ккал/кг	$r$ ккал/кг	$S'$ ккал/кг °K	$S''$ ккал/кг °K	$\frac{r}{T}$ ккал/кг °K
30	7,5810	0,7734	0,02433	106,97	140,08	33,11	1,02387	1,13310	0,10923
31	7,7826	0,7758	0,02371	107,21	140,16	32,95	1,02465	1,13301	0,10836
32	7,9897	0,7782	0,02309	107,45	140,25	32,80	1,02543	1,13294	0,10751
33	8,2003	0,7800	0,02250	107,69	140,34	32,65	1,02620	1,13286	0,10666
34	8,4087	0,7825	0,02192	107,94	140,43	32,49	1,02699	1,13280	0,10581
35	8,6264	0,7849	0,02136	108,18	140,51	32,33	1,02778	1,13273	0,10495
36	8,8475	0,7874	0,02083	108,43	140,61	32,18	1,02856	1,13266	0,10410
37	9,0726	0,7893	0,02030	108,67	140,69	32,02	1,02934	1,13258	0,10324
38	9,2989	0,7918	0,01980	108,92	140,77	31,85	1,03011	1,13250	0,10239
39	9,5351	0,7943	0,01931	109,16	140,85	31,69	1,03089	1,13243	0,10154
40	9,7707	0,7968	0,01882	109,94	140,94	31,53	1,03167	1,13236	0,10069
41	10,014	0,7994	0,01835	109,66	141,02	31,36	1,03246	1,13229	0,09983
42	10,257	0,8019	0,01789	109,91	141,10	31,19	1,03324	1,13222	0,09898
43	10,511	0,8045	0,01744	110,16	141,18	31,02	1,03400	1,13212	0,09812
44	10,763	0,8071	0,01700	110,41	141,25	30,84	1,03478	1,13204	0,09726
45	11,023	0,8104	0,01656	110,66	141,33	30,67	1,03556	1,13197	0,09641
46	11,283	0,8130	0,01614	110,91	141,40	30,49	1,03634	1,13188	0,09554
47	11,553	0,8157	0,01573	111,16	141,47	30,31	1,03712	1,13180	0,09468
48	11,828	0,8190	0,01533	111,41	141,54	30,13	1,03788	1,13170	0,09382
49	12,108	0,8217	0,01494	111,66	141,60	29,94	1,03865	1,13161	0,09296
50	12,386	0,8244	0,01459	111,91	141,66	29,75	1,03943	1,13151	0,09208

Таблица насыщенных паров сернистого ангидрида

Темпе- ратура $t$ °C	Давление $P$ ата	Удельный объем		Энтальпия		Скрытая теплота испарения $r$ ккал/кг °K	Энтропия		
		жидкости $v'$ л/кг	пара $v''$ м³/кг	жидкости $i'$ ккал/кг	пара $i''$ ккал/кг		жидкости $S'$ ккал/кг °K	пара $S''$ ккал/кг °K	$\frac{r}{T}$ ккал/кг °K
-50	0,121	0,6423	2,4291	85,28	184,38	99,10	0,9398	1,3938	0,4440
-45	0,166	0,6472	1,8007	86,61	185,06	98,45	0,9463	1,3777	0,4314
-40	0,222	0,6523	1,3776	88,01	185,76	97,75	0,9527	1,3919	0,4192
-35	0,295	0,6575	1,0584	89,42	186,42	97,00	0,9589	1,3661	0,4072
-30	0,388	0,6627	0,8185	90,95	187,16	96,21	0,9651	1,3606	0,3955
-25	0,504	0,6680	0,6406	92,40	187,78	95,38	0,9711	1,3552	0,3841
-20	0,504	0,6680	0,5069	93,87	188,38	94,51	0,9768	1,3500	0,3732
-15	0,823	0,6798	0,4057	95,36	188,96	93,60	0,9826	1,3451	0,3625
-10	1,034	0,6859	0,3277	96,88	189,52	92,64	0,9881	1,3400	0,3519
-5	1,286	0,6916	0,2672	98,43	190,07	91,64	0,9940	1,3357	0,3417
0	1,585	0,6974	0,2197	100,00	190,60	90,60	1,0000	1,3316	0,3316
5	1,934	0,7035	0,1825	101,60	191,12	89,57	1,0121	1,3278	0,3217
10	2,341	0,7097	0,1510	103,21	191,61	88,40	1,0121	1,3242	0,3121
15	2,811	0,7163	0,1280	104,84	192,07	87,23	1,0118	1,3207	0,3026
20	3,349	0,7231	0,1084	106,48	192,50	86,02	1,0241	1,3173	0,2932
25	3,980	0,7301	0,0926	108,14	192,91	84,77	1,0299	1,3140	0,2841
30	4,656	0,7375	0,0792	109,82	193,30	83,48	1,0359	1,3110	0,2751
35	5,436	0,7453	0,0681	111,53	193,67	82,14	1,0416	1,3080	0,2664
40	6,308	0,7536	0,0590	113,26	194,02	80,76	1,0471	1,3050	0,2579
45	7,276	0,7626	0,0513	115,00	194,34	79,34	1,0527	1,3022	0,2495
50	8,350	0,7722	0,0447	116,73	194,63	77,90	1,0585	1,2996	0,2411







Давление темпера- тура испарения °C	P = 50 ата			P = 55 ата			P = 60 ата			P = 65 ата			
	температура перед регулирую- щим вентилем			температура перед регулирующим вен- тилем			температура перед регули- рующим вентилем			температура перед регули- рующим вентилем			
	10°	12,5°	10°	12,5°	15°	10°	12,5°	15°	17,5°	10°	12,5°	15°	17,5°
-50	891	857	898	866	829	905	875	842	804	909	880	850	814
-47,5	986	949	993	958	918	1000	967	931	889	1004	973	940	900
-45	1085	1144	1092	1054	1010	1100	1068	1025	979	1105	1070	1034	990
-42,5	1193	1148	1200	1159	1112	1210	1170	1128	1077	1215	1177	1137	1089
-40	1311	1261	1318	1273	1220	1328	1285	1238	1183	1334	1292	1248	1196
-37,5	1436	1382	1445	1395	1337	1455	1409	1357	1296	1462	1416	1368	1311
-35	1569	1510	1578	1523	1461	1590	1542	1482	1416	1597	1547	1495	1433
-32,5	1707	1643	1718	1658	1590	1730	1685	1614	1543	1737	1683	1627	1559
-30	1866	1797	1877	1813	1738	1891	1830	1763	1685	1899	1840	1779	1705
-27,5	2903	1952	2042	1972	1892	2058	1993	1920	1833	2066	2002	1936	1855
-25	2206	2123	2221	2142	2054	2236	2165	2086	1995	3246	2176	2103	2016
-22,5	2398	2308	2413	2330	2235	2432	2353	2268	2165	2441	2364	2288	2192
-20	2597	2500	2613	2523	2420	2632	2549	2457	2348	2643	2561	2478	2373
-17,5	2814	2708	2833	2634	2523	2853	2763	2662	2544	2865	2776	2684	2574
-15	3042	2923	3060	2955	2834	3084	2986	2875	2748	3096	3000	2901	2781
-12,5	3297	3171	3317	3201	3071	3340	3234	3118	2979	3354	3252	3142	3012
-10	3553	3420	3574	3452	3310	3600	3488	3360	3215	3615	3504	3388	3248
-7,5	3838	3694	3862	3730	3578	3891	3770	3628	3468	3905	3782	3659	3505

Приложение 1  
Таблица насыщенных паров углекислоты

Температура °C	Давление P атм	Объем		Энтальпия		Теплота паро- образования r	Энтропия		
		жидкости v' л/кг	сухого па- ра v'' л/кг	жидкости i' ккал/кг	сухого па- ра i'' ккал/кг		жидкости s' ккал/кг °K	сухого па- ра s'' ккал/кг °K	r ккал/кг °K
-50	6,97	0,867	55,407	75,01	155,57	80,56	0,9020	1,2631	0,3611
-47,5	7,67	0,873	50,250	76,18	155,73	79,55	0,9070	1,2598	0,3528
-45	8,49	0,881	45,809	77,30	155,89	78,59	0,9120	1,2565	0,3445
-42,5	9,33	0,889	41,780	78,42	156,03	77,61	0,9170	1,2534	0,3364
-40	10,25	0,897	38,164	79,59	156,17	76,58	0,9218	1,2503	0,3285
-37,5	11,20	0,905	34,900	80,72	156,28	75,56	0,9266	1,2473	0,3207
-35	12,26	0,913	32,008	81,88	156,39	74,51	0,9314	1,2443	0,3129
-32,5	13,35	0,922	29,480	83,01	156,48	73,47	0,9362	1,2414	0,3052
-30	14,55	0,931	27,001	84,19	156,56	72,47	0,9362	1,2314	0,2977
-27,5	15,76	0,940	24,850	85,35	156,62	71,27	0,9400	1,2355	0,2895
-25	17,14	0,950	22,885	86,53	156,67	70,14	0,9501	1,2288	0,2827
-22,5	18,68	0,960	21,070	87,73	156,70	68,97	0,9550	1,2298	0,2748
-20	20,06	0,971	19,466	88,93	156,72	67,79	0,9594	1,2272	0,2678
-17,5	21,71	0,982	17,550	90,18	156,72	66,54	0,9634	1,2243	0,2609
-15	23,34	0,994	16,609	91,44	156,70	65,26	0,9680	1,2218	0,2528
-12,5	25,10	1,006	15,320	92,75	156,65	63,90	0,9740	1,2188	0,2448
-10	26,99	1,019	14,194	94,09	156,60	62,51	0,9777	1,2163	0,2376
-7,5	29,10	1,033	13,120	95,48	156,51	61,03	0,9835	1,2135	0,2300
-5	31,05	1,048	12,141	96,91	156,41	59,50	0,9890	1,2099	0,2219
-2,5	33,21	1,063	11,230	98,38	156,27	57,89	0,9942	1,2082	0,2140
0	35,54	1,051	10,383	100,00	156,13	56,13	1,0000	1,2055	0,2055
+2,5	37,95	1,100	9,584	101,54	153,82	54,28	1,0000	1,2022	0,1972
+5	40,50	1,120	8,850	103,10	155,45	52,35	1,0103	1,1985	0,1882
+7,5	43,20	1,142	8,175	104,78	155,08	50,30	1,0155	1,1952	0,1797
+10	45,95	1,166	7,519	106,50	154,59	48,09	1,0218	1,1917	0,1699
+12,5	48,83	1,193	6,910	108,20	153,95	45,75	1,0274	1,1875	0,1601
+15	51,93	1,223	6,329	110,10	153,17	43,07	1,0340	1,1835	0,1495
+17,5	55,10	1,253	5,794	111,90	152,27	40,37	1,0400	1,1790	0,1390
+20	58,46	1,298	5,258	114,00	151,10	37,10	1,0468	1,1734	0,1266
+22,5	61,85	1,353	4,715	116,20	149,50	33,30	0,0543	1,1666	0,1123
+25	65,59	1,417	4,167	118,80	147,33	23,53	1,0628	1,1585	0,0957
+27,5	69,35	1,520	3,635	122,00	144,55	22,55	1,0739	1,1487	0,0757
+30	73,84	1,677	2,990	125,90	140,95	15,06	1,0854	1,1351	0,0497
+31	74,96	2,156	2,156	133,50	133,50	0,00	1,1098	1,1098	0,0000



Нормали выпускаемых

Компрессоры фреоновые-торговые и промышленные

№ баз	Марка	Тип	<i>i</i>	<i>S</i>	<i>D</i>	<i>n</i>	<i>V<sub>n</sub></i>	<i>Q<sub>o</sub></i>	<i>Q<sub>o</sub></i>
			количество цилиндров	мм	мм	об/мин.	м³/час	ккал/час	ккал/час
			код поршня		диаметр цилиндра	число об/мин.	объем опи-сан. порш.	при $t_0 = +5^\circ$	при $t_0 = -15^\circ$
I	2ФБ-4	В	2	30	40	600	2,71	1100	500
		В	2	30	40	800	3,62	1500	700
II	2ФБ-5	В	2	40	50	600	3,65	2200	1100
		В	2	40	50	800	7,55	3000	1500
III	2ФБ-6,5	В	2	50	65	600	11,9	5000	2500
		В	2	50	65	800	15,9	6500	3200
		В	2	50	65	1000	19,8	8000	4000
IV	2ФУ-10	У	2	80	100	500	38,0	15000	7500
		У	2	80	100	720	54,3	20000	10000
		У	2	80	100	960	72,5	30000	15000
IV	4ФУ-10	У	4	80	100	720	108,6	40000	20000
		У	4	80	100	960	145	60000	30000
V	2ФБ-19	В	2	140	190	480	228	100000	50000
		В	2	140	190	720	342	150000	75000
V	4ФУ-19	У	4	140	190	480	456	200000	100000
		У	4	140	190	720	685	300000	150000
VI	2ФБ-39	В	2	250	350	360	1038	450000	225000
		В	2	250	350	480	1385	600000	300000

холодильных компрессоров

Приложение 8

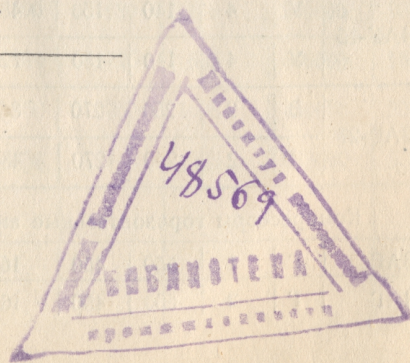
Компрессоры аммиачные-торговые и промышленные

Компрессоры аммиачные торговые и промышленные									
№ баз	Марка	Тип	<i>i</i>	<i>S</i>	<i>D</i>	<i>n</i>	<i>V<sub>n</sub></i>	<i>Q<sub>o</sub></i>	<i>Q<sub>o</sub></i>
			количество цилиндров	мм	мм	об/мин.	м³/час	ккал/час	ккал/час
			код поршня		диаметр цилиндра	объем опи-сан. порш.	объем опи-сан. порш.	при $t_0 = -10^\circ$	при $t_0 = -15^\circ$
IV	2AY-B	У	2	80	80	500	24,3	10000	8000
		У	2	80	80	720	35,0	160000	12000
		У	2	80	80	960	46,5	20000	15000
IV	4AY-B	У	4	80	80	720	70	30000	24000
		У	4	80	80	960	93	40000	32000
V	2AB-15	В	2	140	150	480	142,5	65000	50000
		В	2	140	150	720	214,0	100000	75000
V	4AY-15	У	4	140	150	480	285	130000	100000
		У	4	140	150	720	428	200000	150000
VI	2AB-27	В	2	250	270	360	618	300000	225000
		В	2	250	270	480	824	400000	300000
Компрессоры горизонтальные аммиачные промышленные									
3AG	Г	1	550	450	167	1708,8	800000	600000	
4AG	Г	2	550	450	167	3417,6	1600000	1200000	



## ЛИТЕРАТУРА

- И. И. Левин, А. Г. Ткачев, Л. М. Розенфельд. Холодильные машины. Пищепромиздат, 1939.
- В. Е. Цыдзик, В. П. Бармин и Б. С. Вейнберг. Холодильные машины и аппараты. Машгиз, 1946.
- Т. Остердаг. Рабочие процессы холодильных машин. Издание „Техника и производство“, 1928.
- М. Гирш. Холодильная техника. Пищепромиздат, 1937.
- В. И. Глаголев. Холодильные установки, I, II, III. Л., Снабтехиздат, 1934.
- Проф. В. Е. Цыдзик и доц. Е. Б. Иоэльсон. Холодильные машины и аппараты. Госэнергоиздат, 1932.
- А. Н. Ложкин. Трансформаторы тепла. Машгиз, 1948.
- С. Д. Левенсон, В. С. Мартыновский. Судовые холодильные установки. Мориздат, 1948.
- А. Н. Ложкин. Трансформаторы тепла. Монография, изд. ОНТИ, 1937.
- Т. Остердаг. Компрессоры и воздуходувки. 1929.
- Михельсон. Проект динамического отопления. Собрание сочинений, т. I, М., 1930.
- „Холодильная техника“. Сборник работ ВНИХИ. Пищепромиздат, 1940.
- Проф. Шюле. Техническая термодинамика, тт. I и II. Энергоиздат, 1938.
- А. М. Литвин. Техническая термодинамика, изд. 2-е. Госэнергоиздат, 1947.
- В. С. Жуковский. Техническая термодинамика. Гос. изд. технико-теоретической литературы, 1940.
- П. С. Эпштейн. Курс термодинамики. Гостехиздат, 1948.
- Сад Карно. Размышления о движущей силе огня, 1824. ГТИ. 1934.
- Сборник „Исследование рабочих процессов холодильных машин“ под ред. проф. В. Е. Цыдзика. Кафедра холодильных и компрессорных машин МВТУ Машгиз, 1949.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

От автора . . . . .	3
<b>Глава I. Термодинамические основы искусственного охлаждения</b>	
1. Производство холода и второе начало термодинамики . . .	5
2. Обратимость процессов . . . . .	10
3. Сравнение циклов . . . . .	18
<b>Глава II. Циклы паровых холодильных машин</b>	
1. Цикл в области насыщения . . . . .	29
2. Сжатие в области перегретого пара и переохлаждение жидкого холодильного агента . . . . .	35
3. Расчет теоретического цикла . . . . .	41
4. Зависимость холодопроизводительности от температуры кипения и конденсации . . . . .	44
5. Цикл в надкритической области . . . . .	46
6. Действительный цикл паровой компрессионной машины .	52
<b>Глава III. Холодильные агенты (написана доктором техн. наук И. С. Бадилькесом)</b>	
1. Общая характеристика холодильных агентов . . . . .	71
2. Термодинамические особенности фреонов . . . . .	76
3. Степень термодинамического совершенства холодильных агентов . . . . .	79
4. Анализ основных показателей холодильных машин, работающих различными агентами . . . . .	82
5. Турбокомпрессорные агрегаты . . . . .	87
6. Обобщенный метод определения свойств малоисследованных холодильных агентов . . . . .	91
<b>Глава IV. Сложные циклы паровых компрессионных холодильных машин</b>	
1. Многоступенчатое сжатие . . . . .	107
2. Двуступенчатое сжатие в одном цилиндре . . . . .	113
3. Каскадный цикл . . . . .	120
<b>Глава V. Циклы парожеткторных холодильных машин</b>	
1. Теоретический цикл парожеткторной (вакуумводяной) холодильной машины . . . . .	124
2. Действительный цикл парожеткторной холодильной машины . . . . .	129
3. Жеткторные машины, работающие не водяными парами . .	140
	261



Глава VI. Циклы абсорбционных холодильных машин

- 1/10/97<sup>x</sup>  
1. Принцип работы абсорбционной машины . . . . .  
2. Расчет абсорбционной холодильной машины . . . . .  
3. Абсорбционные холодильные машины периодического действия . . . . .  
4. Действительный процесс абсорбционной машины . . . . .  
5. Вакуумводяная абсорбционная холодильная машина . . . . .  
6. Абсорбционные машины для домашних холодильных шкафов . . . . .  
7. Техно-экономическое сопоставление абсорбционных и компрессионных машин . . . . .

Глава VII. Обратные газовые циклы

1. Воздух как холодильный агент . . . . .  
2. Теоретический цикл воздушной холодильной машины без регенерации тепла . . . . .  
3. Действительный процесс. Выбор оптимального цикла . . . . .  
4. Регенерация тепла в газовых циклах . . . . .  
5. Регенеративный цикл воздушной холодильной машины . . . . .

Глава VIII. Тепловые насосы

1. Принцип работы и области применения . . . . .  
2. Тепловой насос, как понижающий трансформатор тепла . . . . .  
3. Тепловой насос, как повышающий трансформатор тепла . . . . .  
4. Тепловой насос в выпарной установке . . . . .  
5. Охлаждение рабочего агента в силовых циклах . . . . .  
Приложения . . . . .

Редактор Е. Ф. Маслова  
Технич. ред. Е. И. Кисина

Л110961 Сдано в набор 11/IX 1950 г.  
Подписано в печать 26 X 1951 г.  
Печ. лист. 16<sup>1/2</sup> уч. изд. л. 15,85  
Формат бумаги 60 X 92,16  
Тираж 5000 Зак. 268 Цена 9 руб.

Тип. им. Воровского, Госпланиздата,  
г. Калуга