

621.5
Б 881

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

В. М. БРОДЯНСКИЙ, А. Г. ТАЩИНА

МЕТОДИКА
РАСЧЕТА СХЕМ КРИОГЕННЫХ
УСТАНОВОК

(Рефрижераторы и охладители)
Конспект лекций



Москва

1972

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра промтеплоэнергетических и криогенных систем

В. М. БРОДЯНСКИЙ, А. Г. ТАЩИНА

621.5

Б 881

Утверждено
Учебным управлением МЭИ
в качестве учебного пособия
для студентов

МЕТОДИКА
РАСЧЕТА СХЕМ КРИОГЕННЫХ
УСТАНОВОК

(Рефрижераторы и охладители)
Конспект лекций

Редактор А. Б. ГРАЧЕВ.



Москва

1972

В В Е Д Е Н И Е

Учебное пособие «Методика расчета схем криогенных установок (рефрижераторы и охижители)» основано на курсе лекций и практических занятий по курсу «Рефрижераторы и охижители», проведенных авторами впервые в 1967—1968 учебном году для студентов V курса специальности 0529 факультета Промышленной теплоэнергетики МЭИ.

В конспект включены также новые материалы, появившиеся в 1968—1971 гг.

Курс состоит из трех разделов.

В первом разделе изложены основные понятия и определения применительно к криогенным рефрижераторам и охижителям. Цель этого раздела — дать читателю некоторые специальные сведения для анализа работы рефрижераторов и охижителей.

Во втором разделе приведена методика расчета различных схем рефрижераторных установок. Показаны пути увеличения эффективности установок и особенности методики их расчета и оптимизации параметров.

Третий раздел включает методику расчета и оптимизации параметров схем охижителей газов. Рассматриваются различные схемы охижителей; кроме этого показано принципиальное отличие их от рефрижераторов, обуславливающее разницу в методике их расчета и оптимизации.

Расчет схем наиболее распространенных криогенных установок, включая определение конструктивных размеров теплообменной аппаратуры, приведен в [Л. 3].

Курс лекций рассчитан на студентов старших курсов и аспирантов криогенной и промтеплоэнергетической специальностей (спец. 0529, 0308 и 0560), а также на инженеров, связанных по своей работе с техникой низких температур.

Базовым курсом, изучение которого предшествует данному, является курс «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения» [Л. 1].

Список условных обозначений

- Q_0 — тепло, отведенное от охлаждаемого объекта (холодопроизводительность), кдж/час;
- Q_e — приведенная холодопроизводительность, кдж/час;
- T — абсолютная температура, К;
- T_{oc} — температура окружающей среды, К;
- p_{oc} — давление окружающей среды, бар;
- τ_e — эксергетическая температурная функция;
- Q_t — тепловая нагрузка теплообменника, кдж/час;
- L — количество работы, кдж/час;
- η_e — эксергетический к.п.д.;
- ε — холодильный коэффициент;
- D — потери эксергии от необратимости (диссипации), кдж/час, квт;
- Δi_t — изотермический дроссель-эффект;
- T_0 — температурный уровень отвода тепла или термостатирования, К;
- Q_{iz} — теплоприток из окружающей среды через изоляцию.

Раздел I

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1. Криогенные рефрижераторы и охижители газов

*Криогенными рефрижераторами** называются установки, предназначенные для отвода тепла от охлаждаемого или термостатируемого (криостатируемого) объекта с температурного уровня $T \leq 120$ К.

При $T < 146$ К затраты работы на отвод тепла даже в идеальном случае больше количества тепла, отведенного от охлаждаемого объекта (или величины полученного холода) [Л. 1].

$$L = Q_0 \tau_e, \text{ при } |\tau_e| > 1 \quad L > Q_0.$$

Охижителями газов называются установки, предназначенные для перевода газов из состояния с параметрами окружающей среды (T_{oc} и p_{oc}) в жидкость при давлении p_{oc} . В криогенных охижителях перерабатываются газы с температурой кипения при атмосферном давлении ниже 120К.

2. Понятия «холод», «охлаждение» и «холодопроизводительность»

Определению понятию «холод» должно предшествовать определение термина «охлаждение». Одного критерия, например, только понижения температуры, энталпии или энтропии тела для этого не достаточно. Могут существовать и процессы охлаждения, в которых каждый из этих параметров остается неизменным, а в некоторых случаях и возрас-

* В дальнейшем для краткости они будут называться «рефрижераторы».

тает. Например, в процессе адиабатного дросселирования при положительном значении дроссель-эффекта температура понижается, энталпия остается неизменной, а энтропия даже возрастает. Поэтому целесообразно вместо единого термина «охлаждение» использовать два — внешнее охлаждение и внутреннее охлаждение.

Внешнее охлаждение — это процесс, характеризующийся отводом тепла от данного объекта.

Внутреннее охлаждение — процесс, характеризуемый понижением температуры данного объекта.

Исходя из этих двух определений можно заключить следующее: **охлаждение** — процесс изменения состояния вещества, характеризуемый наличием хотя бы одного из двух факторов: понижением температуры или отводом тепла. Низкотемпературная (криогенная) техника относится к процессам охлаждения при температурах ниже $T=120$ К.

Холодом называют количественную характеристику процессов внешнего охлаждения, измеряемую количеством отведенного от охлаждаемого объекта тепла, но с обратным знаком. Количество холода измеряется в **кдж, ккал**.

Холодопроизводительностью Q_0 называется количество холода, произведенное в единицу времени. Она измеряется в **вт, квт, ккал/час**.

Частным случаем охлаждения является **криостатированное** — процесс поддержания постоянной низкой температуры охлаждаемого объекта путем отвода от него количества тепла, равного сумме внутренних тепловыделений и внешних теплопритоков.

Понятие «холод» и «холодопроизводительность» опираются только на первое начало термодинамики, поэтому они имеют два недостатка:

- 1) не отражается температурный уровень производства, холода;
- 2) нет достаточного физического обоснования разницы знаков «тепла» и «холода», которая является чисто условной.

Чтобы исключить трудности, связанные с этими недостатками, следует дополнить понятия «холод» и «холодопроизводительность» понятиями «**приведенный холод**» и «**приведенная холодопроизводительность**», которые дают также и качественную оценку тепловому потоку при низкой температуре.

Приведенной холодопроизводительностью называется эксергия теплового потока, который данная установка отводит от охлаждаемого или криостатируемого объекта (вт , квт , ккал/час).

Эксергия теплового потока показывает, какую минимальную работу необходимо затратить, чтобы отвести от охлаждаемого объекта заданное количество тепла при заданных температурах.

3. Свойства приведенной холодопроизводительности

1. Приведенная холодопроизводительность отражает не только количественные, но и качественные показатели теплового потока.

2. Приведенная холодопроизводительность Q_e обладает в отличие от холодопроизводительности свойством аддитивности: ее величины можно складывать на любых температурных уровнях.

Пример. $Q'_0 = 10000 \text{ кдж/час}$ при $T' = 250 \text{ К}$;
 $Q''_0 = 1000 \text{ кдж/час}$ при $T'' = 100 \text{ К}$.

Тогда

$$Q'_e = Q'_0 \cdot |\tau'_e| = 10000 \cdot 0,2 = 2000 \text{ кдж/час};$$

$$Q''_e = Q''_0 \cdot |\tau''_e| = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ кдж/час},$$

$$\text{где } \tau'_e = \frac{T' - T_{oc}}{T'} = 0,2;$$

$$\tau''_e = \frac{T'' - T_{oc}}{T''} = 2.$$

Суммарная приведенная холодопроизводительность установки составит $\Sigma Q_e = Q'_e + Q''_e = 4000 \text{ кдж/час}$; складывать величины Q'_0 и Q''_0 нельзя, так как эти величины не обладают свойством аддитивности.

3. Приведенная холодопроизводительность Q_e имеет знак, обратный холодопроизводительности Q_0 , так как $\tau_e < 0$. Это означает, что при отводе тепла от охлаждаемого или криостатируемого объекта эксергия к нему подводится.

4. Пользуясь понятием приведенной холодопроизводительности, можно определить как к.п.д. установки, так и потери эксергии в ней.

К.п.д. $\eta_e = \frac{Q_e}{L}$ — есть отношение приведенной холодопроизводительности к затратам работы или эксергии на ее получение.

Потери эксергии в установке $D=L-Q_e$ равны разности между затраченной работой и полученной приведенной холодопроизводительностью.

5. Вследствие разницы в температурах хладоагента и охлаждаемого объекта часть приведенной холодопроизводительности теряется, что отражает потерю от необратимости теплообмена. Величина холодопроизводительности при этом не меняется.

Пример. Температурный уровень отвода тепла от криостатируемого объекта $T=110$ К, тогда температура хладоагента должна быть ниже, например, $T_{\text{хл}}=100$ К. Между объектом и хладоагентом будет в этом случае существовать $\Delta T=10^\circ$. Холодопроизводительность Q_0 должна быть, например, 1000 кдж/час; в этом случае приведенная холодопроизводительность Q_e , отданная хладоагентом, будет равна

$$Q_e = Q_0 |\tau_e|_{T=100} = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ кдж/час},$$

а приведенная хладопроизводительность Q'_e , полученная криостатируемым объектом, будет меньше и составит $Q'_e = Q_0 |\tau_e'|_{T=110} = 1000 \cdot 1,73 = 1730 \text{ кдж/час}$. Разность этих приведенных холодопроизводительностей равна потере D .

$$Q_e - Q'_e = \Delta Q_e = D = 270 \text{ кдж/час.}$$

Эта потеря эксергии из-за наличия разности температур $\Delta T=10^\circ$ при $T=100$ К. Чем ниже температура T , тем больше величина D при той же ΔT .

4. Расчет приведенной холодопроизводительности для различных типов криогенных установок

Рефрижераторы, выдающие холод на постоянном температурном уровне.

В этом случае приведенная холодопроизводительность может определяться двумя способами:

1) как произведение холодопроизводительности Q_0 на величину эксергетической температурной функции τ_e , соответствующей температуре отводимого от охлаждаемого объекта тепла;

2) как произведение разности эксергий в начальном и конечном состоянии на расход хладоагента.

Пример. Паро-жидкостная* установка, где при подводе тепла к хладоагенту температура его не меняется (рис. 1).

$$Q_0 = (i_5 - i_4) G \text{ [кдж/час];}$$

$$Q_e = Q_0 \cdot \tau_e \text{ [кдж/час] или } Q_e = (e_4 - e_5) G \text{ [кдж/час].}$$

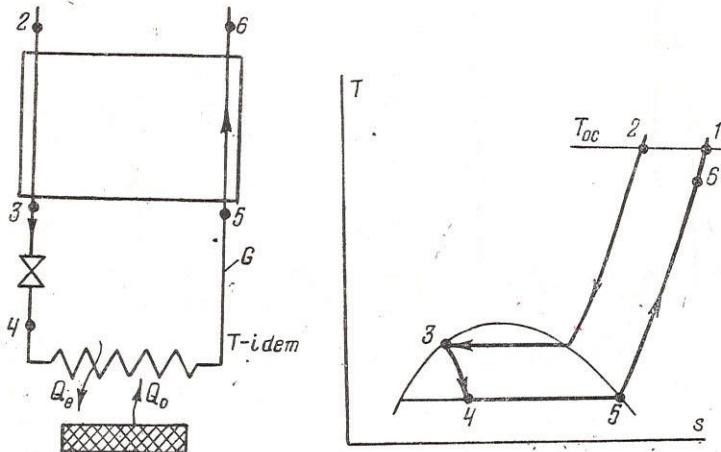


Рис. 1

Рефрижераторы, выдающие холод на переменном температурном уровне.

В этом случае подсчет приведенной холодопроизводительности удобнее производить только вторым способом — умножением разности эксергий в начальном и конечном состояниях на расход хладоагента.

* Термин «паро-жидкостная» в криогенной технике означает, что в холодной части цикла рабочее тело может находиться и в состоянии пара и в состоянии жидкости, в отличие от газовых установок, в которых агрегатное состояние рабочего тела не меняется.

Пример. Газовая установка. При подводе тепла к хладоагенту его температура повышается с T_4 до T_5 (рис. 2)*.

$$Q_0 = (i_5 - i_4) G \text{ [кдж/час];}$$

$$Q_e = (e_4 - e_5) G \text{ [кдж/час].}$$

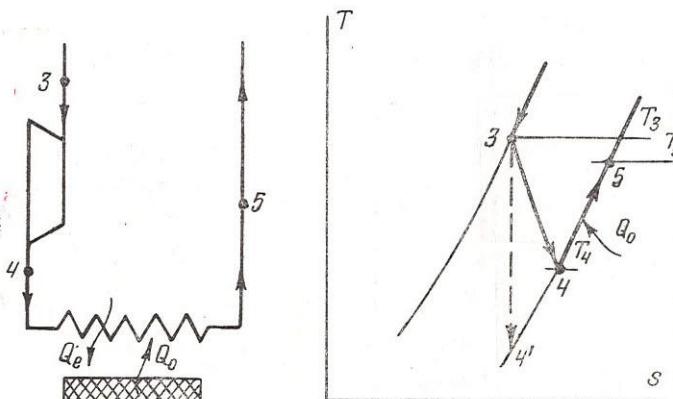


Рис. 2

Приведенная холодопроизводительность охижителей определяется как произведение количества получаемой жидкости G (кг/час) на разность эксергий газа до и после охижения (рис. 3).

$$Q_e = (e_5 - e_1) \cdot G \text{ [кдж/час].}$$

* Здесь и в дальнейшем приняты следующие обозначения точек на схемах криогенных установок: точка 1 — на всасе в компрессор; точка 2 — на входе в холодный блок установки; точка 3 — перед расширительным элементом (дронселием или детандером); точка 4 — на выходе из расширительного элемента;

рефрижераторы

точка 5 — после подвода тепла от охлаждаемого или криостатируемого объекта;
точка 6 — на выходе из холодного блока установки.

охижители

точка 5 — параметры охиженного газа;
точка 6 — параметры сухого насыщенного пара;
точка 7 — на выходе из холодного блока установки;

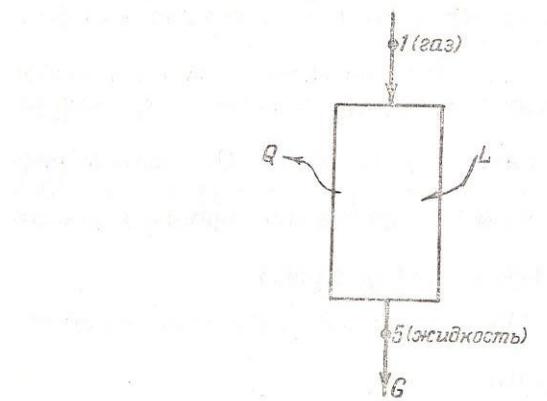


Рис. 3

5. К.п.д. и предъявляемые к нему требования

Требования, предъявляемые к к.п.д., могут быть сформулированы следующим образом [Л. 36].

1. Максимальное значение к.п.д. не должно превышать 1,0 или 100 %.

2. Минимальное значение к.п.д. может быть равно нулю. Последнее происходит в том случае, когда получаемый эффект полностью отсутствует при конечной затрате работы.

Таким образом, можно записать пределы изменения к.п.д. $0 < \eta < +1,0$.

3. Сопоставляемые между собой в числителе и знаменателе дроби величины, определяющие к.п.д., должны быть качественно однородны.

К.п.д. — величина, которая характеризует термодинамически качество данной установки или процесса (то есть степень приближения их к идеальным, определяется как отношение полученного эффекта к затратам на его получение; причем и эффект и затраты должны быть выражены, как это уже указывалось, в качественно однородных величинах).

Коэффициенты, которые в той или иной степени характеризуют различные низкотемпературные процессы, например: величина интегрального дроссель-эффекта $\alpha_i = \frac{\Delta T}{\Delta p}$; ходильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_0}{L}$ и т. д. нельзя назвать

к.п.д., так как они не отвечают требованиям, предъявляемым к к.п.д., и не характеризуют непосредственно степень приближения процесса к идеальному.

Такой величиной, которая позволяет оценить любой энергетический эффект в однородных величинах, является эксергия.

Пример. Холодопроизводительность Q_0 газовой рефрижераторной установки на температурном уровне $T=20$ К составляет 5 вт. Затраты на проведение процесса составляют 350 вт.

Холодильный коэффициент будет равен

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{5}{350} = 0,0143 \text{ вт холода/вт затраченной работы.}$$

Эксергетический к.п.д.

$$\eta_e = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0 \tau_e}{L} = \frac{5 \cdot 14}{350} = 0,2 (20\%).$$

Величина ε показывает лишь отношение количества полученного холода к затратам работы на его проведение, но не характеризует степень приближения процесса к идеальному. Величина η_e характеризует степень совершенства процесса по сравнению с идеальным.

Раздел II

РЕФРИЖЕРАТОРЫ

1. Рефрижераторы, работающие по циклу Линде

a) Схема, энергетический и эксергетический балансы

На рис. 4 показаны схема и процессы в $T-s$ диаграмме рефрижераторной установки, работающей по циклу Линде. Такая установка состоит из следующих основных элементов:

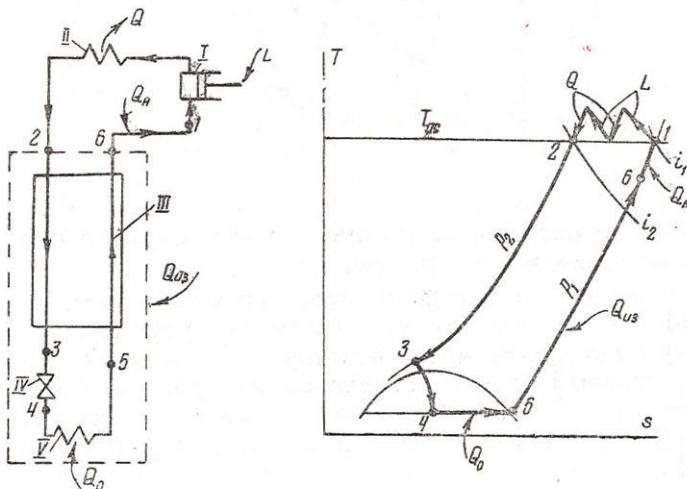


Рис. 4

тov: I — компрессор, II — холодильник, III — теплообменник, IV — дроссельный вентиль, V — испаритель.

Необходимым условием работы такой установки является наличие положительного дроссель-эффекта при температуре окружающей среды: $\Delta i_t > 0$. Эти циклы называются

газо (паро)-жидкостными, так как агрегатное состояние рабочего тела меняется.

Для этого процесса характерно, что давление обратного потока может быть как больше, так и меньше давления окружающей среды: $p_1 > p_{\text{ос}}$, так как процесс по рабочему телу замкнут.

Рассмотрим процесс получения холода подробнее. Газ в состоянии 1 поступает в компрессор. Процесс сжатия в реальном случае идет не по изотерме, а представляет собой

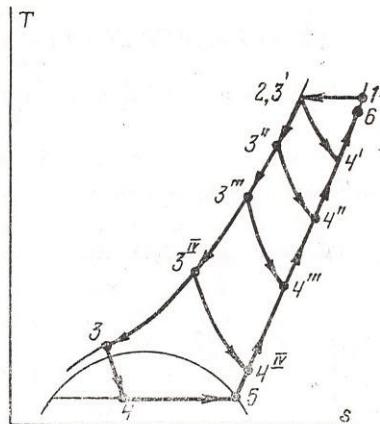


Рис. 5

чередование нескольких процессов адиабатного сжатия и изобарного охлаждения в холодильнике.

При первом прохождении газа через теплообменник обратный поток еще не охлажден и поэтому точка 2 и точка 3 совпадут; газ дросселируется до точки 4'' и охлаждает прямой поток, который будет дросселироваться уже до более низкой температуры T_4'' . Так процесс идет до тех пор, пока после дросселирования не попадает в двухфазную область (рис. 5).

Составим энергетический баланс установки для G кг/час газа, циркулирующего в контуре (рис. 4),

$$Gi_2 + Q_0 + Q_{us} = Gi_6,$$

где i_2 и i_6 — соответственно энталпия газа на входе и выходе из теплообменника;

Q_0 — холодопроизводительность установки;
 $Q_{из}$ — теплоприток через изоляцию.

Энергия с потоком газа выводится из системы в большем количестве, чем поступает ($i_6 > i_2$), а разница в подводимой и отводимой энергии покрывается за счет подвода тепла Q_0 и $Q_{из}$.

$$Q_0 + Q_{из} = G(i_6 - i_2) = G(i_6 - i_1) - G(i_2 - i_1),$$

где $i_1 - i_2 = \Delta i_t$ — дроссель-эффект газа при $T = T_1$;

$i_1 - i_6 = \Delta i_n$ — потеря холода от недорекуперации газа в теплообменнике,

тогда $Q_0 + Q_{из} = G \cdot \Delta i_t - G \Delta i_n$.

Суммарная холодопроизводительность системы $Q_0 + Q_{из}$ равна величине изотермического дроссель-эффекта минус потери холода от недорекуперации.

Составим баланс эксергии установки.

$$Ge_2 = Ge_6 + Q_e + \sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) + \sum D_i.$$

где e_2 и e_6 — соответственно эксергия газа на входе в выходе из теплообменника;

Q_e — приведенная холодопроизводительность;

$\sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e)$ — суммарный приведенный теплоприток через изоляцию;

$\sum D_i$ — сумма внутренних потерь эксергии в элементах контура.

В отличие от энергии, эксергия с потоком газа вводится в систему в большем количестве, чем выводится ($e_2 > e_6$), а разность в подводимой и отводимой эксергии расходуется на получение полезной приведенной холодопроизводительности Q_e , на внутренние потери эксергии $\sum D_i$ и внешние $\sum D_e$, связанные с теплопритоками через изоляцию $Q_{из}$.

$$\begin{aligned} Q_e + \sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) + \sum D_i &= Ge_2 - Ge_6 = \\ &= Ge_2 - Ge_1 - Ge_6 + Ge_1, \end{aligned}$$

где $e_2 - e_1 = \Delta e_p$ — повышение эксергии газа в компрессоре;

$e_6 - e_1 = \nabla e_h$ — потери эксергии от недорекуперации в теплообменнике.

Тогда

$$Q_e + \sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e) = G \Delta e_p - (G \cdot \nabla e_h + \sum D_i).$$

Суммарная приведенная холодопроизводительность системы $Q_e + \sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)$ равна возрастанию эксергии в компрессоре с холодильником минус сумма потерь эксергии от недорекуперации (внешние потери) и внутренних потерь.

6) Пути увеличения холодопроизводительности на заданном температурном уровне

1. Увеличение Δi_t может быть достигнуто:

а) понижением температуры T_2 , так как с уменьшением этой температуры величина Δi_t повышается, однако возможность понижения T_2 ограничена, так как снижение температуры в холодильниках компрессора требует дополнительных затрат, а иногда просто невозможно;

б) повышением давления p_2 вплоть до инверсионного при данном p_1 ; однако с увеличением p_2 происходит рост затрат энергии на сжатие газа

$$L_{сж} = \Delta e_{2-1} \cdot G \frac{1}{\eta_{эм} \cdot \eta_l}.$$

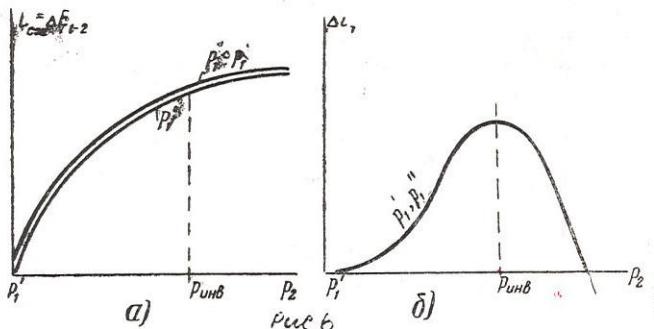
При увеличении p_2 величина Δi_t растет быстрее, чем величина $L_{сж}$, но предельное значение p_2 следует выбирать меньшим, чем давление инверсии $p_{инв}$ при данной температуре. Это объясняется тем, что в инверсионной области величина Δi_t практически не меняется с ростом p_2 , а величина $L_{сж}$ монотонно возрастает (рис. 6).

Следует иметь в виду, что уменьшение величины p_1 большей частью практически не приводит к увеличению Δi_t , а работа сжатия в компрессоре увеличивается (см. рис. 6, а);

в) выбором рабочего тела; такими телами в зависимости от заданного температурного уровня могут быть: воздух, азот, кислород, метан и другие вещества, критическая температура которых ниже T_{oc} .

2. Уменьшение величины $Q_{из}$, так как ее увеличение приводит к уменьшению полезной холодопроизводительности Q_0 с единицы циркулирующего в установке вещества. Добиться уменьшения теплопритока через изоляцию можно путем ее совершенствования.

3. Уменьшение Δi_h ; это может быть достигнуто путем уменьшения $\Delta T_h = \frac{\Delta i_h}{c_p}$. Однако для уменьшения ΔT_h нужно интенсифицировать теплопередачу в теплообменни-



ке, т. е. или увеличивать поверхность теплообменника, что ведет к росту габаритов установки, а значит и увеличению теплопритоков через изоляцию, или увеличивать скорость обратного потока, что приводит к потерям давления, или, наконец, применять теплообменники с развитой поверхностью теплопередачи (оребрение, гофры и т. д.), что приводит к удорожанию установки.

в) Оценка эффективности работы установки

Холодопроизводительность рефрижераторной установки, работающей по циклу Линде, определяется только величиной дроссель-эффекта при температуре окружающей среды, и не зависит от температурного уровня подвода тепла, поэтому при постоянном p_2 холодильный коэффициент цикла будет постоянным $\varepsilon = \frac{Q_0}{L_{сж}} = \text{idem}$. Однако при изменении температуры отвода тепла меняется качество производимого холода; этого холодильный коэффициент не уч-

тывает. Для того чтобы учесть и качество холода, необходимо перейти от холодопроизводительности Q_0 к приведенной Q_e . Тогда к.п.д. установки запишется следующим образом:

$$\eta_e = \frac{Q_0 \tau_e}{L_{cж}}.$$

На рис. 7 показан ход изменения η_e в зависимости от T_0 . Как видно из графика, в области умеренных температур эффективность таких установок мала, в связи со сравни-

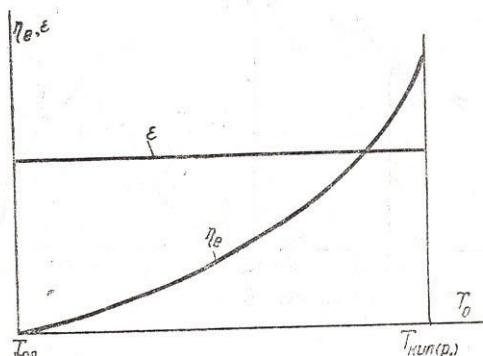


Рис. 7

тельно низким к.п.д. дросселирования. Самое низкое значение T_0 , равное $T_{\text{кип}}(p_1)$, определяется давлением конденсации при p_1 , то есть свойствами рабочего тела.

К.п.д. η_e таких установок обычно не превышает $8 \div 10\%$ *.

г) Распределение подводимой эксергии по элементам схемы

Рассмотрим, как расходуется подводимая к установке эксергия:

- 1) на получение полезной приведенной холодопроизводительности Q_e ;

* В настоящее время разработаны пути дальнейшего увеличения η_e дроссельных циклов посредством использования смесей [Л. 34].

2) на потери холода через изоляцию

$$\sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e) = D_{us};$$

- 3) на электромеханические потери D_{em} ;
- 4) на потери в компрессоре и холодильнике D_{kh} ;
- 5) на потери в теплообменнике $D_{t.o.}$;
- 6) на потери при дросселировании D_{dp} ;
- 7) на потери от недорекуперации D_n .

Из перечисленных семи составляющих только одна первая дает полезный эффект, остальное — потери. Распределение подводимой эксергии нагляднее всего изображать диаграммой потоков (рис. 8).

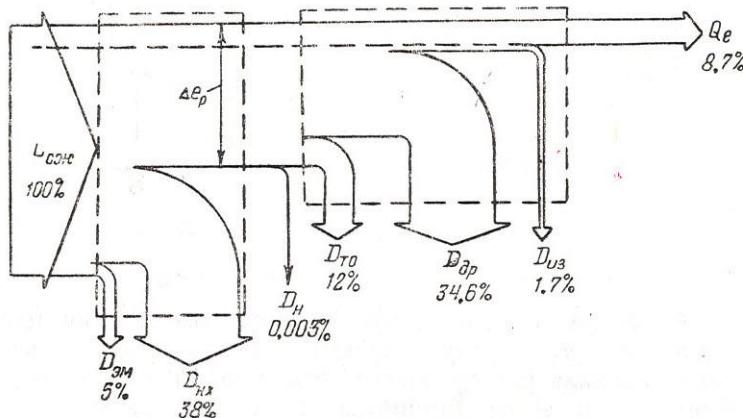


Рис. 8

Отношение ширины полос Q_e и L_{sjk} даст величину к.п.д. установки. Основные потери эксергии, как видно из диаграммы, связаны с работой компрессора.

Определим, как распределяется подводимая в холодный блок установки эксергия в зависимости от температуры T_0 . Она распределяется между следующими составляющими:

- 1) полезной приведенной холодопроизводительностью;
- 2) потерями в теплообменнике;
- 3) потерями в дросселе;
- 4) потерями от недорекуперации*.

* Остальные составляющие при этом не учитываются.

Как видно из графиков на рис. 9, с понижением T_0 полезная приведенная холодопроизводительность растет, а суммарные потери падают, несмотря на то, что потери в теплообменнике растут. Это происходит из-за того, что потери в дросселе уменьшаются быстрее, чем растут потери в теплообменнике.

Рост эффективности процесса дросселирования обусловлен повышением дроссель-эффекта с понижением темпера-

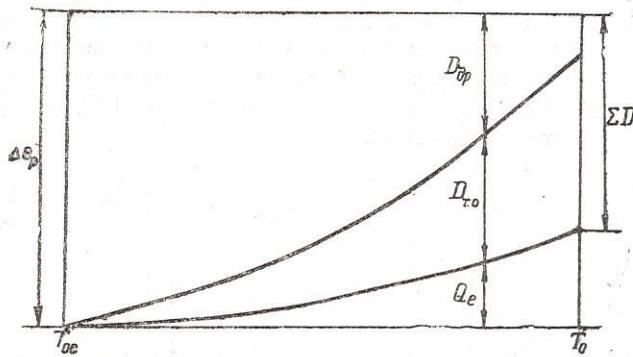


Рис. 9

ратуры. Сложнее обстоит дело с процессом теплообмена. С понижением температуры эффективность процесса теплообмена сначала растет, ввиду того, что ΔT на теплом и холодном конце теплообменника не очень различаются. Уменьшение эффективности процесса теплообмена связано с тем, что с дальнейшим понижением температуры на холодном конце теплообменника ΔT резко возрастает, а это приводит к резкому росту потерь от необратимости (рис. 10).

Величина потери от недорекуперации настолько мала по сравнению с потерями в дросселе и теплообменнике, что на рис. 9 она не отложена. Если в балансе энергии Δi_B играет весьма существенную роль, то в балансе эксергии она чрезвычайно мала, так как ценность теряемого холода ничтожна.

Оценим эту величину для воздушной установки при $\Delta T_H = 4^\circ$; теплоемкость воздуха $c_p = 0,25 \text{ ккал}/\text{кг}\cdot\text{град}$.

При расходе воздуха $G=1$ кг/час величина $Q_{\text{н}}$ составит:

$$Q_{\text{н}} = G \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{н}} = 1 \cdot 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ ккал/час.}$$

В этом же примере эксергия теряемого холода будет равна

$$D_{\text{н}} = Q_{\text{н}} \cdot |\bar{\tau}_e| = 1 \cdot \left| \frac{291 - 293}{291} \right| \leqslant 0,01 \text{ ккал/час.}$$

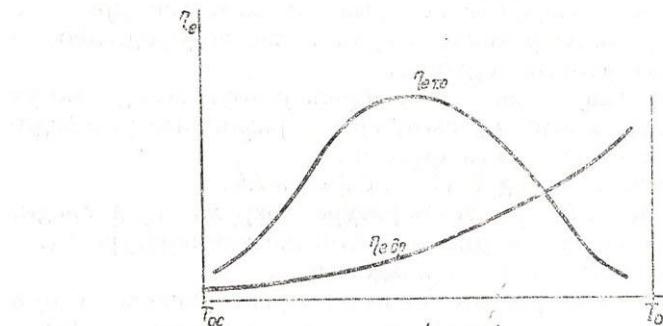


Рис. 10

д) Методика расчета дроссельных циклов

Расчет дроссельных циклов состоит из нескольких этапов. Первый состоит в выборе рабочего тела для заданного уровня криостатирования, на втором этапе производится подбор рабочего давления и построение процесса на диаграмме, на последнем этапе определяются энергетические показатели установки для заданной холодопроизводительности.

Перед тем, как приступить к расчету, необходимо знать исходные данные, а именно:

- 1) холодопроизводительность Q_0^* , вт, ккал/час;
- 2) уровень криостатирования T_0 , К;
- 3) температура окружающей среды T_{oc} , К.

Далее приступают к выбору рабочего тела, которое должно циркулировать в установке.

* Сюда же обычно включают и потери холода через изоляцию в окружающую среду, то есть $Q_0 = Q'_0 + Q''_0$, где Q'_0 — количество тепла, выделяемое охлаждаемым объектом; Q''_0 — количество тепла, проникающее из окружающей среды.

I. Выбор рабочего тела.

1. Желательно, чтобы температура кипения хладоагента при $p=p_4$ отличалась от температуры охлаждаемого объекта не больше, чем на $0,3 \div 1^\circ$:

$$T_{\text{кип}} = T_0 - \Delta T.$$

2. В качестве рабочего тела могут быть выбраны только вещества, дроссель-эффект которых положителен при температуре $T_{\text{ос}}$; поэтому такие вещества как водород, неон и гелий для этой цели не подходят.

Рабочими веществами в рефрижераторе Линде могут служить воздух, кислород, азот, аргон, различные углеводороды и низкотемпературные фреоны.

3. Оценка величины дроссель-эффекта Δi_t .

Чем больше Δi_t при температуре окружающей среды, тем эффективнее будет цикл при той же температуре T_0 .

4. Учет различных качеств хладоагента.

Наряду с термодинамическими характеристиками при выборе хладоагента немаловажную роль могут играть химическая активность, токсичность и т. д., а также его стоимость.

После выбора хладоагента переходят к подбору рабочего давления.

II. Выбор рабочего давления.

1. Рабочее давление выбирают (см. стр. 16) такое, чтобы Δi_t был как можно больше, но ниже давления инверсии.

2. Необходимо учесть возможности компрессора (чтобы выбранный компрессор мог эффективно работать на выбранном давлении).

После этого приступают к собственно расчету с определением всех параметров и показателей установки.

III. Построение процесса на диаграмме (рис. 11) и определение параметров во всех точках схемы.

1. Точка 1 соответствует температуре окружающей среды.

2. Точку 5 наносим, исходя из давления в испарителе.

3. Выбирается величина ΔT_n недорекуперации и наносится точка 6.

4. Составляется тепловой баланс для определения остальных параметров теплообменника: $i_2 - i_3 = i_6 - i_5$, отсюда находят i_3 , а затем T_3 .

5. Проведя изоэнтальпу, находим положение точки 4. Чем левее расположена точка 4, тем большая доля жидкости

ти будет поступать в испаритель. Если это целесообразно, то надо или уменьшить величину $\Delta T_{\text{п}}$, или изменить давление p_2 так, чтобы увеличить долю жидкости.

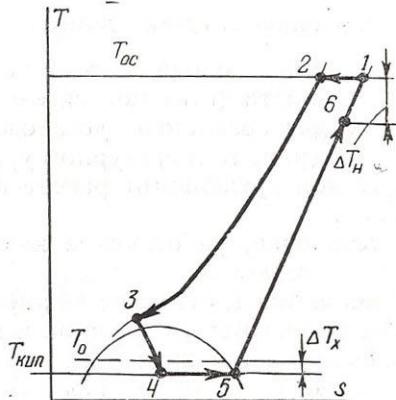


Рис. 11

IV. Определение расхода рабочего тела.

Расход хладоагента 1 кг в час дает холодопроизводительность q_0 , равную $i_6 - i_2$, или, что то же самое, $i_5 - i_4$. Необходимую холодопроизводительность Q_0 даст расход газа $G = \frac{Q_0}{q_0}$ кг/час.

V. Полный расчет и определение энергетических показателей.

1. Определение затраты работы на привод компрессора

$$L = G (e_2 - e_1) \frac{1}{\eta_{\text{из}} \cdot \eta_{\text{эл}}}, \text{ квт},$$

где $(e_2 - e_1)$ берется или из $e-i$ диаграммы рабочего тела, или вычисляется по формуле

$$e_2 - e_1 = i_2 - i_1 - T_{\text{oc}}(s_2 - s_1).$$

Значения i и s берутся из $T-s$ диаграммы (или если диаграммы нет), то работа определяется по формуле

$$l = RT \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

2. Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q_{\text{т}} = G (i_2 - i_3) \text{ кдж/час.}$$

3. Эффективность работы установки:

$$\gamma_e = \frac{Q_e}{L} \quad \text{— эксергетический к.п.д.};$$

$$l' = \frac{L}{Q_0} \quad \text{— удельная затрата работы на производство}$$

единицы холода, в $\text{вт}/\text{вт}$ холодопроизводительности (этот показатель пригоден только для сравнения установок, работающих на одном температурном уровне).

Далее проводят конструктивный расчет с определением габаритов установки.

Дроссельные установки, работающие на чистых веществах, имеют сравнительную небольшую эффективность $\eta_e = 6 \div 8\%$ и применяются в областях техники, где ей можно пренебречь из-за простоты и надежности этих установок.

Повысить эффективность этих установок можно путем применения в качестве рабочих тел эффективных смесей с высоким изотермическим дроссель-эффектом [Л. 34].

2. Каскадные рефрижераторные процессы

a) Многопоточные каскадные процессы

Одним из способов повышения эффективности установок, работающих по циклу Линде, является введение предварительного охлаждения одним или несколькими посторонними хладоагентами. Такие установки называются каскадными (рис. 12). Охлаждение может проводиться как с помощью установок, работающих по циклу Линде, так и с помощью газовых холодильных машин. Кроме этого дополнительное охлаждение может осуществляться путем подачи в основную схему охлажденных хладоагентов из сосудов Дьюара. Принципиально это не меняет характеристики процесса в основной установке.

Следует отметить, что каскадный метод охлаждения применяют не только для повышения эффективности установок, работающих на хладоагентах, имеющих положительный дроссель-эффект при температуре окружающей среды, но и для охлаждения ниже температуры инверсии веществ, у которых дроссель-эффект при T_{oc} отрицателен.

Впервые каскадный метод охлаждения был применен Пикте и Кальете для получения жидкого кислорода [Л. 8]. Затем каскадный метод был использован Каммерлинг-ОНнесом [Л. 9] для получения жидкого азота с помощью трех

дополнительных каскадов с циркулирующими в них хлорметилом, этиленом и кислородом. Более эффективная установка для получения жидкого азота была рассмотрена Ки-

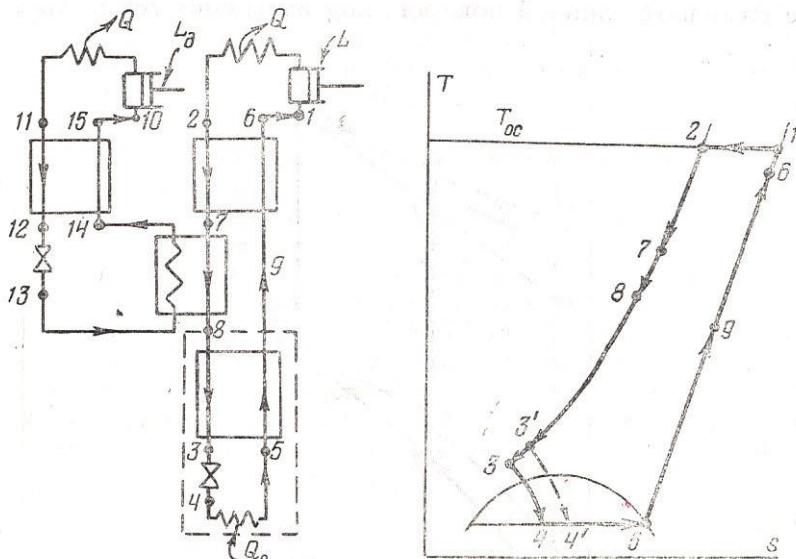


Рис. 12

зомом [Л. 10]. Она оказалась более экономичной, чем установка Каммерлинг-Оннеса, ввиду применения для предварительного охлаждения веществ с большим дроссель-эффектом: аммиака, этилена и метана.

При каскадном методе охлаждения газ, охлаждающийся при более высокой температуре, используется в качестве хладоагента для получения другого вещества в жидком виде, температура охлаждения которого более низкая.

В настоящее время каскадный метод применяется не только для получения охлажденных газов, но и для осуществления рефрижераторных процессов, причем в весьма широком интервале температур — от метано-азотных до гелиевых.

Схемы каскадных установок значительно сложнее по сравнению с простыми схемами Линде; добавляются теплообменники и в зависимости от количества каскадов — компрессоры. Однако такое усложнение схемы часто окупается существенным увеличением эффективности установки.

Рассмотрим на примере двухкаскадной установки за счет чего происходит это увеличение. Наиболее наглядно это можно увидеть в $T-q$ и t_e-q координатах (рис. 13), где сплошной линией показан ход изменения ΔT и Δt_e в

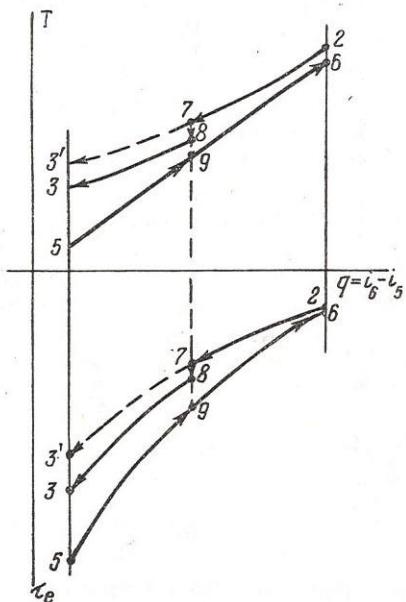


Рис. 13

теплообменниках в зависимости от тепловой нагрузки аппаратов основного каскада. Штриховой линией показан ход изменения температуры прямого потока для случая, если бы не было дополнительного охлаждения. Как видно из графика, введение дополнительного охлаждения $Q_d = G(i_7 - i_8)$ приводит к уменьшению разности температур в теплообменнике, а это в свою очередь дает уменьшение потерь эксергии в установке. Понижение потерь эксергии в теплообменнике пропорционально площадке $7-3'-3-8$ в t_e-q координатах. Понижение температуры перед дросселем приводит к уменьшению потерь и в дросселе. Поэтому доля жидкости после дросселирования увеличивается, что дает соответствующее повышение холодопроизводительности единицы вещества, циркулирующего в основном контуре.

Увеличение эффективности работы так называемой дроссельной ступени* (на рис. 12 дроссельная ступень обведена штриховой линией) дает повышение эффективности работы всей установки, несмотря на то, что расход энергии на производство холода возрастает за счет работы сжатия дополнительного хладоагента. К.п.д. каскадной установки запишется так $\eta_e = \frac{Q_e}{L + L_d}$,

где $Q_e = Q_{0\tau e}$ — приведенная холодопроизводительность установки;

L — затраты работы на сжатие основного хладоагента;

L_d — затраты работы для получения холода Q_d от дополнительного хладоагента.

Увеличения к.п.д. установки можно также достичь и путем уменьшения потерь эксергии в теплообменнике, в котором происходит процесс теплоотдачи от основного хладоагента к дополнительному. Этот процесс происходит при переменной разности температур (рис. 14). Чтобы умень-

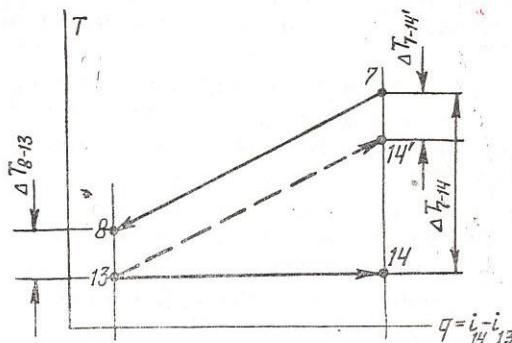


Рис. 14

шить разность температур на теплом конце, нужно, чтобы температура кипения дополнительного хладоагента была переменной. Этого можно достичь путем применения в дроссельном цикле не чистого вещества, а смеси. В этом случае, как показано на рис. 14, процесс кипения может

* Здесь и дальше дроссельной ступенью будем называть ту часть установки, которая работает по одноступенчатому циклу Линде.

проходить при переменной температуре, например, по штриховой линии 13–14'.

Методика расчета каскадных циклов отличается от методики расчета одноступенчатых циклов Линде тем, что необходимо подобрать оптимальную температуру включения дополнительного охлаждения T_8 . Если эта температура будет высокой, то ΔT_{7-8} будет небольшой и вследствие этого разность температур на холодном конце теплообменника ΔT_{3-5} не на много уменьшится по сравнению с простым циклом Линде и эффект введения дополнительного охлаждения будет незначителен. Если T_8 выбрать низкой, то резко возрастают затраты работы на дополнительное охлаждение. Оптимум по температуре T_8 можно определить путем вариантовых расчетов.

Рассмотрим последовательность расчета двухкаскадной рефрижераторной установки. Расчет целесообразно начинать с дроссельной ступени.

1. Задаются температурой дополнительного охлаждения или, что то же самое, рабочим телом и его давлением в дополнительном каскаде. При этом необходимо, чтобы T_8 была больше температуры кипения дополнительного хладоагента на $2 \div 3^\circ$.

2. Выбрав для данной T_8 оптимальное давление прямого потока основного каскада, задаются $\Delta T_{8-9}=2 \div 3^\circ$ и приступают к определению параметров на холодном конце теплообменника: T_3 и ΔT_{3-5} .

3. Определяется количество основного хладоагента G для обеспечения заданной холодопроизводительности Q_0 .

4. Задаются величиной ΔT_n недорекуперации. Из теплового баланса верхнего теплообменника основного каскада определяют параметры в точке 7.

5. Определяется тепловая нагрузка ванны с кипящим дополнительным хладоагентом.

6. Рассчитывается расход энергии на сжатие рабочего тела основного каскада — L .

7. Переходят к расчету параметров дополнительного каскада. Задаются ΔT недорекуперации в дополнительном каскаде и по известной тепловой нагрузке ванны определяют количество хладоагента, циркулирующего в дополнительном каскаде $G_d = \frac{Q_{\text{ванны}}}{\Delta t_{15-11}}$.

8. Рассчитывается расход энергии на сжатие дополнительного хладоагента L_d .

9. Задаваясь различными значениями температуры T_8 , строят график зависимости величин L и L_d от T_8 . Суммируя величины L и L_d для каждой T_8 , определяют ход зависимости суммарного расхода энергии ΣL на получение заданной холодопроизводительности от T_8 (рис. 15).

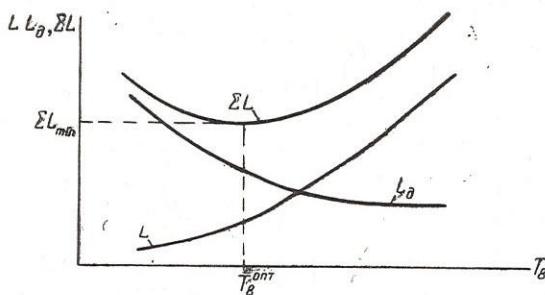


Рис. 15

По минимуму ΣL определяют $T_8^{\text{опт}}$.

10. Определяется величина максимального к.п.д. каскадной установки

$$\eta_e^{\max} = \frac{Q_0 \cdot \tau_e}{\Sigma L_{\min}} = \frac{G(e_4 - e_5)}{\Sigma L_{\min}}.$$

11. Далее по $T_8^{\text{опт}}$ определяются остальные параметры схемы. Рассчитываются тепловые нагрузки всех теплообменников установки, после чего приступают к расчету конструкций элементов схемы.

Достоинства такого способа получения холода сводятся к следующему:

1) в холодной части установки нет ни одного агрегата с движущимися механизмами;;

2) при правильном подборе параметров схемы такая установка может быть более эффективной, чем установка с детандерами.

К недостаткам каскадных схем можно отнести их большую сложность, связанную с наличием нескольких компрессоров. Количество компрессоров равно числу каскадов.

6) Однопоточный каскадный рефрижераторный процесс

Сложность каскадного способа можно уменьшить путем соединения нескольких рабочих тел в одном потоке [Л. 11]. Схема такой однопоточной установки показана на рис. 16.

Система заряжается, например, двумя рабочими телами с разными температурами кипения $T_0 < T_0'$, не вступающими в химическую реакцию. Эта смесь сжимается в компрессоре, охлаждается в холодильнике до T_{oc} и поступает в про-

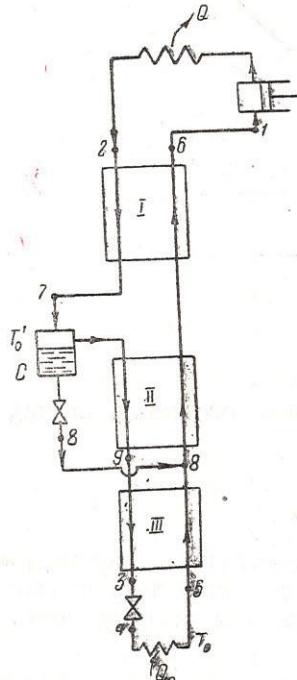


Рис. 16

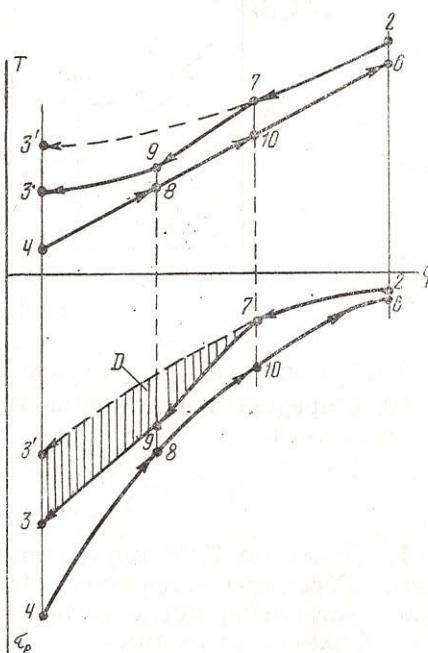


Рис. 17

тивоточный теплообменник I , где охлаждается обратным потоком до T_7 . При этой температуре часть высококипящего хладоагента ожигается. В сепараторе C происходит отделение жидкой фазы от парообразной. Жидкая фаза, содержащая большее количество высококипящего компонента, после дросселирования охлаждается и направляется в обратный поток. Паровая фаза, которая содержит в основном низкокипящий компонент, отводится из сепаратора в пря-

мой поток для дальнейшего охлаждения. Пройдя теплообменник II, эта часть рабочей смеси охлаждается за счет обратного потока до T_9 . Далее в теплообменнике III газовая смесь охлаждается до T_3 , после чего идет ее дросселирование. Подводя тепло при T_0 , смесь испаряют и она поступает противотоком в обратный поток.

Таким способом достигается следующее.

1. Температуры на холодном конце теплообменника сближаются, что уменьшает потери от необратимости, связанные с конечной разностью температур (рис. 17) на величину D .

2. Понижается температура T_3 перед дросселем, что повышает эффективность процесса дросселирования.

3. В хорошо подобранных смесях (с компонентами, имеющими большой дроссель-эффект) достигается существенное повышение эффективности установки по сравнению с обычной дроссельной.

4. Упрощается схема установки, вместо двух (а при трех компонентах трех) компрессоров устанавливается один.

Трудности, встречающиеся при разработке этой схемы.

1. Сложность в подборе рабочего тела. Необходимо, чтобы высококипящий компонент не выделялся в твердом виде в нижнем теплообменнике; для этого надо подбирать или легко растворимые друг в друге вещества, либо вещества с низкими температурами затвердевания.

2. Сепаратор должен находиться в вертикальном положении, что затрудняет применение таких установок в условиях невесомости или транспортировки. Для того чтобы устранить этот недостаток устанавливают специальный сепаратор. Смесь после точки 7 направляют по касательной в цилиндрическом сосуде, в результате происходит сепарация.

в) Дроссельный процесс с эжектором

Для повышения эффективности дроссельной рефрижераторной ступени может применяться эжектор. Схема такой установки и процесс в $e-i$ диаграмме показаны на рис. 18*.

В эжекторной ступени сжатый поток расширяется в сопле эжектора до промежуточного давления p_{ii} . Кинетическая энергия потока используется для инжектирования пара из испарителя. В камере смешения эжектора происходит сме-

* Впервые такая схема для установок умеренного охлаждения была предложена в СССР [Л. 37], а для криогенных в США [Л. 12].

шение рабочего и инжектируемого потоков, а затем сжатие смеси до давления обратного потока. В сепараторе производится разделение смеси по фазам. Жидкость через дроссель поступает в испаритель, где происходит подвод тепла

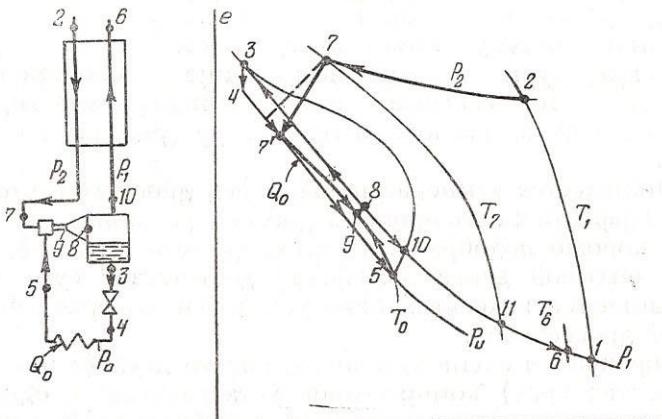


Рис. 18

от охлаждаемого объекта. Пар из сепаратора поступает в обратный поток.

При данных давлениях прямого и обратного потока холодопроизводительность Q_0 в эжекторной ступени остается без изменения по сравнению с дроссельной ступенью, а приведенная холодопроизводительность Q_e увеличивается за счет понижения температурного уровня отвода тепла ($|\tau_e|$ увеличивается), в результате к.п.д. ступени растет.

При заданном температурном уровне отвода тепла эжекторная ступень повышает эффективность всей установки за счет понижения расхода энергии на сжатие в компрессоре в результате повышения давления обратного потока.

Наибольший эффект использование эжектора дает для крупных и средних установок. При малых размерах установки возникают трудности, связанные с изготовлением основного элемента эжектора сопла.

К.п.д. эжекторной ступени зависит от эффективности эжектора, дроссельного вентиля и теплообменника. Ввиду того, что в самой эжекторной ступени к.п.д. теплообменника и к.п.д. дросселирования велики и близки к единице

[Л. 3], к.п.д. эжекторной ступени в основном зависит от эффективности эжектора, которая в свою очередь определяется коэффициентом инжекции, равным $\eta = \frac{k \cdot \Delta i_p}{\Delta i_{cж}}$,

где Δi_p — изменение энталпии при изоэнтропном расширении прямого потока от давления p_2 до p_1 ;

$\Delta i_{cж}$ — изменение энталпии при изоэнтропном сжатии инжектируемого потока от давления p_i до p_1 ;

$k = 0,3 \div 0,35$ — коэффициент пропорциональности, зависящий от эффективности эжектора [Л. 18].

К.п.д. эжекторной ступени запишется следующим образом:

$$\eta_e = \frac{(e_8 - e_{11}) + u(e_8 - e_5)}{e_7 - e_{11}},$$

где $(e_7 - e_{11})$ — располагаемая эксергия прямого потока;

$(e_8 - e_{11})$ — повышение эксергии, связанное с понижением температуры от T_7 до T_8 ;

$u(e_8 - e_5)$ — повышение эксергии инжектируемого потока за счет повышения его давления с p_i до p_1 .

В первом приближении к.п.д. эжекторной ступени можно записать как сумму к.п.д. процесса дросселирования и к.п.д. процесса сжатия инжектируемого потока

$$\eta_e \approx \eta_{др} + \eta_{сж}.$$

Расчет эжекторной ступени описан в [Л. 13].

3. Детандерные рефрижераторные установки

a) Схема, энергетический и эксергетический балансы

Широкое распространение в технике находят установки, в которых дополнительное охлаждение осуществляется с помощью низкотемпературных машин-детандеров.

Такие установки имеют ряд преимуществ по сравнению с каскадными. Основное из них — наличие только одного хладоагента, а следовательно, и одного компрессора. Однако использование низкотемпературных машин в свою очередь создает ряд технических трудностей, связанных с их работой при температурах ниже окружающей среды.

Два варианта схемы такой установки показаны на рис. 19. Слева — схема с параллельно включенным детандером, справа — с последовательно включенным.

Следует отметить, что схемы могут включать от одного до нескольких детандеров (2–3), причем в различных вариантах включения — как параллельное и последовательное, так и смешанное. Процессы в таких установках показаны в $T-s$ диаграмме на рис. 20.

Схема установки включает следующие элементы: I — компрессор, II — холодильник, III — детандер, IV — дрос-

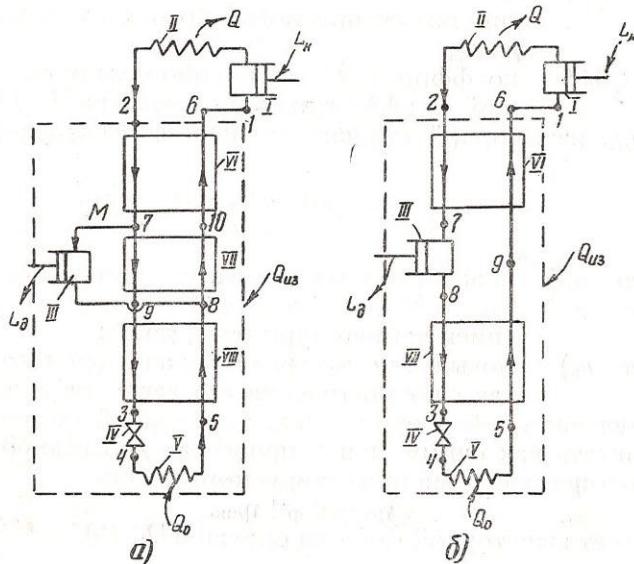


Рис. 19

сель, V — испаритель, VI, VII и VIII — теплообменники. Основной особенностью таких установок является то, что они могут работать на хладоагентах, имеющих как положительный, так и отрицательный дроссель-эффект при температуре окружающей среды.

Рассмотрим подробнее процесс в таких установках. Газ после сжатия в компрессоре I и охлаждения в холодильнике II поступает в верхний теплообменник VI, где охлаждается обратным потоком до температуры T_7 . При параллельной схеме включения часть газа M отводится на детандер III, где адиабатно расширяется с отдачей внешней работы и охлаждается, после чего поступает противотоком в обратный поток для теплообмена с оставшейся частью газа, кото-

рая после этого поступает в дроссельную ступень охлаждения. При последовательном включении детандера весь газ охлаждается в нем до промежуточного давления $p_8 > p_1$. Далее газ также поступает в дроссельную ступень, где охлаждение

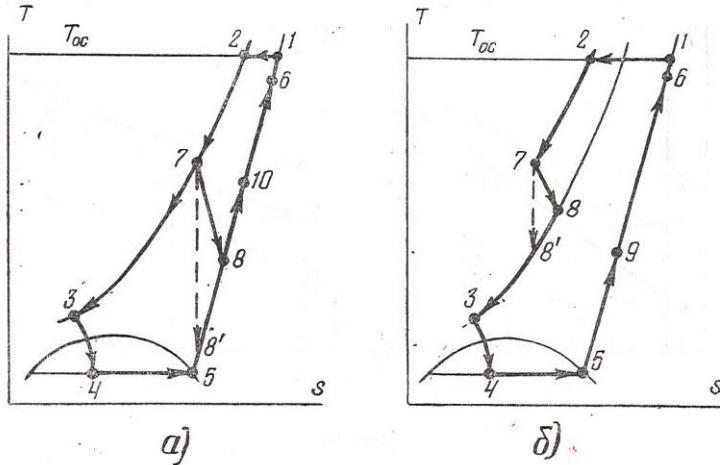


Рис. 20

дается до температуры T_3 , после чего дросселируется и идет в испаритель для отвода тепла от охлаждаемого или криостатируемого объекта.

Основной задачей включения детандеров в обоих вариантах является уменьшение разности температур между прямым и обратным потоками, а для хладоагента с отрицательным дроссель-эффектом при T_{oc} — охлаждения ниже температуры инверсии. Ход разности температур в обоих вариантах схемы показан на рис. 21. Как видно из этого рисунка, с помощью детандера достигается весьма ощущимое снижение ΔT_{3-5} на холодном конце нижнего теплообменника, а значит и температуры перед дросселем.

Составим энергетический баланс установки для G кг газа циркулирующего в контуре

$$Gi_2 + Q_0 + Q_{uz} = Gi_6 + L_d,$$

где L_d — полная работа, отводимая с детандера (или его холодопроизводительность), которая для варианта а равна:

$$L_d = M(i_7 - i_8), \text{ кДж/час};$$

для варианта б:

$$L_d = G(i_7 - i_8), \text{ кДж/час.}$$

Энергия выводится из системы только с помощью детандера в случае $\Delta i_t < 0$ и еще с потоком газа в точке 6 при

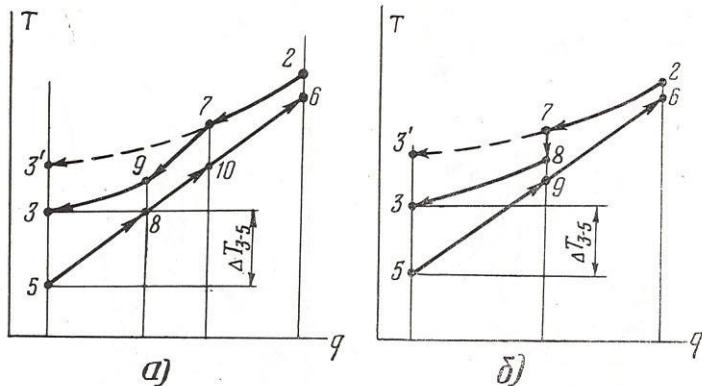


Рис. 21

$\Delta i_t > 0$. Если выразить энталпии через Δi_t и Δi_n , то энергетический баланс можно записать:

- а) $Q_0 + Q_{us} = G\Delta i_t - G\Delta i_n + M\Delta i_d;$
- б) $Q_0 + Q_{us} = G\Delta i_t - G\Delta i_n + G\Delta i_d.$

Величина M имеет определенный предел, который определяется разностью температур в среднем теплообменнике.

Суммарная холодопроизводительность системы $Q_0 + Q_{из}$ равна сумме величин изотермического дроссель-эффекта и холодопроизводительности детандера минус потеря от недорекуперации.

Составим баланс эксергии установки.

$$Ge_2 = Ge_6 + Q_e + \sum_{T=T_s}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e) + L_d + \sum D_i,$$

где

e_2 и e_6 — соответственно эксергии газа на входе и выходе из теплообменника;

Q_e — приведенная холодопроизводительность;

$\sum_{T=T_5}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)$ — суммарный приведенный теплоприток через изоляцию;
 ΣD_i — сумма внутренних потерь эксергии в элементах контура;
 L_d — работа, отводимая от детандера.

В отличие от энергии, эксергия с потоком газа вводится в систему ($e_2 > e_6$), а разность подводимой и отводимой эксергии расходуется на получение полезной приведенной холодопроизводительности Q_e , отвод теплопритока через изоляцию, на внутренние потери эксергии ΣD_i и отвод работы от детандера.

$$Ge_2 - Ge_1 - Ge_6 + Ge_1 = Q_e + \sum_{T=T_5}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e) + L_d + \sum D_i,$$

где $e_2 - e_1 = \Delta e_p$ — повышение эксергии газа в компрессоре;
 $e_6 - e_1 = \nabla e_n$ — потеря эксергии от недорекуперации газа в верхнем теплообменнике.

Тогда

$$Q_e + \sum_{T=T_5}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e) = G \Delta e_p - (G \nabla e_n + \sum D_i) - L_d.$$

Суммарная приведенная холодопроизводительность уста-

новки с детандером $Q_e + \sum_{T=T_5}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)$ равна возраст-

нию эксергии в компрессоре минус сумма внешних (от недорекуперации) и внутренних потерь эксергии и работа, отводимая с детандера.

б) Некоторые данные о хладоагентах, применяемых в криогенных системах

Как указывалось выше, рассматриваемые установки могут работать лишь с теми веществами, которые на температурном уровне отвода тепла находятся в жидким состоянии при температуре кипения. Такими веществами являются: в интервале температур $70 \div 100$ К — кислород, азот, фтор, окись углерода и выше 84 К — аргон; далее от 55 К примерно до 45 К нет ни одного хладоагента, который бы на-

ходился в жидком состоянии); в интервале температур $25 \div 35$ К — неон; $16 \div 40$ К — водород; $5 \div 2,5$ К — гелий-4; $2 \div 0,5$ К — гелий-3.

Таким образом, интервалы температур от $65 \div 55$ до 45 К и от 16 до 5 К не могут быть перекрыты хладоагентами, которые находились бы в жидком состоянии. В этих интервалах температур необходимо применять газовые рефрижераторные циклы или замороженные газы.

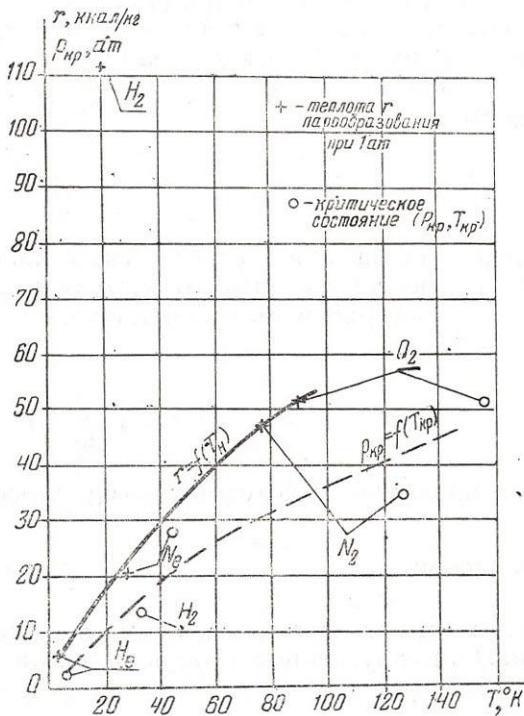


Рис. 22

Следует отметить, что с понижением температуры количество получаемого холода на единицу массы циркулирующего вещества уменьшается. Рассматривая ряд веществ при нормальной температуре кипения (график на рис. 22), заметим, что чем ниже температура кипения вещества, тем, как правило, меньше величина его теплоты парообразования. Исключение представляет лишь водород. Аналогичное

явление происходит и с критическим давлением. Чем ниже критическая температура, тем, как правило, меньше величина критического давления (рис. 22).

в) Термодинамический анализ детандерных рефрижераторных циклов с дросселированием

Для анализа схему обычно разделяют на 3 части (рис. 23):

I — дроссельная ступень;

II — регенеративная ступень (слева — с параллельным, справа — с последовательным включением детандеров);

III — компрессорная ступень.

I — дроссельная ступень представляет собой процесс Линдеба, только $T_7 \ll T_{oc}$ (рис. 24). Холодопроизводительность ступени определяется параметрами в точках 7 и 8, $Q_0 =$

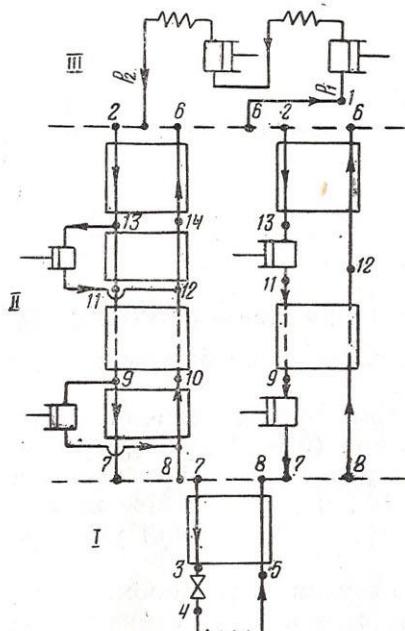


Рис. 23

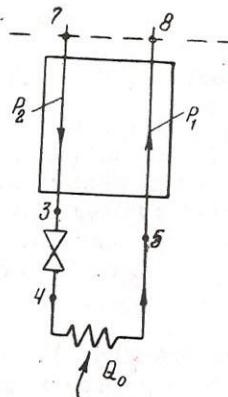


Рис. 24

$= G(i_8 - i_7)$. Необходимо при заданном температурном уровне отвода тепла $T_5 = T_4$ найти оптимальные значения давления p_2 , температуры T_7 и разности температур ΔT_{7-8} .

Чем меньше величина ΔT_{7-8} , тем меньше потери от необратимости в теплообменнике; так для участка теплообменника, где ΔT равна ΔT_{7-8} :

$$d = q(\tau_{e7} - \tau_{e8}).$$

Пример. При $T_7=91$ К $\Delta T_{7-8}=1^\circ$ и при $T_7=5$ К $\Delta T_{7-8}=1^\circ$.

Потери от необратимости, пропорциональные разности эксергетических температурных функций, будут пропорциональны величинам:

на азотном уровне

$$\tau_{e(90)} = \frac{90-293}{90} = -2,26;$$

$$\tau_{e(91)} = \frac{91-293}{90} = -2,22;$$

$$\Delta\tau_{e(90)} = 0,04;$$

на гелиевом уровне

$$\tau_{e(4)} = \frac{4-293}{4} = -72,3;$$

$$\tau_{e(5)} = \frac{5-293}{5} = -57,6;$$

$$\Delta\tau_{e(4)} = 14,7.$$

Отношение $\frac{\Delta\tau_{e(4)}}{\Delta\tau_{e(90)}}$ = 368, то есть при одной и той же разности температур в 1° при понижении температуры с 90 до 4°К потери возрастают в 368 раз.

По этой причине на гелиевом уровне величину ΔT_{7-8} принимают минимально допустимой ($0,5 \div 1^\circ$), исходя из условий теплообмена. На азотном уровне ΔT_{7-8} при одинаковых потерях может достигать $10 \div 15^\circ$, однако поверхность теплообмена на этом уровне будет приемлемой уже при $\Delta T_{7-8}=2 \div 3^\circ$.

С уменьшением ΔT растет поверхность теплообмена, однако обычно дроссельные теплообменники не велики и увеличением их поверхности можно пренебречь ради уменьшения потерь от необратимости.

Величину ρ_2 следует брать такой, чтобы при всех выбранных значениях T_7 дроссель-эффект был бы максимальным, то есть чтобы точка находилась бы близко к макси-

мому изоэнталпии (точки, соединенные штриховой линией на рис. 25). По максимуму Δi_T определяют в первом приближении оптимальные p_2 и T_7 . Однако этот способ определения оптимальных параметров учитывает только получаемый результат Q_0 , но не учитывает затраты работы на его

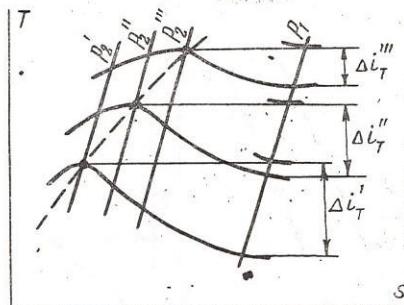


Рис. 25

получение. Критерием, который учитывал бы и результат и затраты, является эксергетический к.п.д. дроссельной ступени:

$$\eta_e = \frac{Q_{0e}}{(e_7 - e_8) G},$$

где Q_{0e} — приведенная холодопроизводительность дроссельной ступени, то есть ее полезный эффект; $(e_7 - e_8) G$ — разность эксергий в точках 7 и 8, то есть затраты на получение положительного эффекта, равные $G \cdot e_7$ минус эксергия $G e_8$, выводимая из дроссельной ступени и используемая в регенеративной ступени.

По максимальному значению η_e определяют оптимальные параметры дроссельной ступени.

Следует учесть, что теплоемкости всех веществ в критической области и вблизи нее очень резко изменяются. Поэтому необходимо построить $T-q$ диаграмму дроссельного теплообменника. Это делается с целью проверить, нет ли при выбранных параметрах в каком-то сечении на графике $T-q$ отрицательной разности температур $\Delta T < 0$. Если это происходит, то необходимо изменить параметры в точках 7 и 8 таким образом, чтобы ΔT_{min} было бы не менее $0,3 \div 0,5^\circ$. Особенно это часто может случаться при

давлении $p_2 < p_{кр}$, так как в прямом потоке идет конденсация газа (рис. 26). Для избежания отрицательных разностей температур необходимо увеличить обратный поток, а этого можно достичь путем приближения температуры потока после детандера к температуре T_5 или немногого бо-

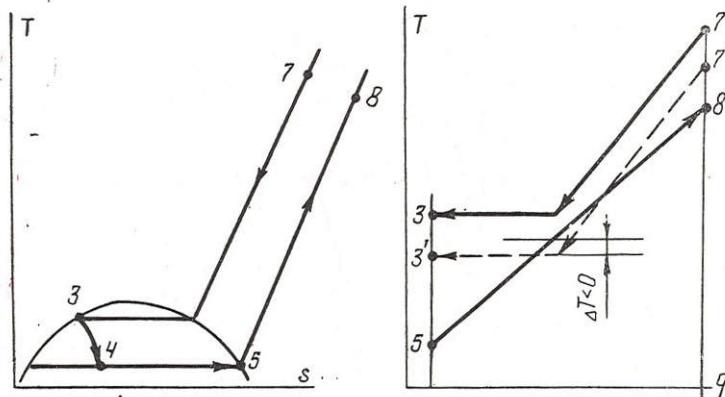


Рис. 26

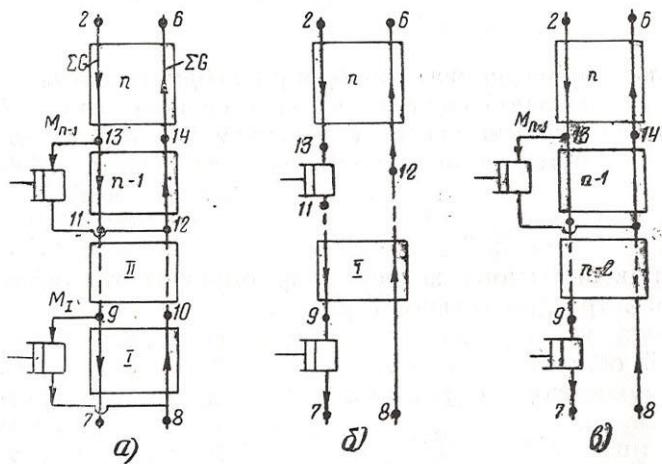


Рис. 27

лее высокой, то есть устраниТЬ дроссельный теплообменник или сделать его очень коротким.

II – регенеративная ступень состоит из теплообменников и детандеров с параллельным, последовательным или смешанным включением (рис. 27). Параметры в точках 7 и 8 определяются из расчета дроссельной ступени.

Следует определить температурные уровни включения детандеров, доли газа, отводимые на эти детандеры (при параллельном включении) или перепады давления в них (при последовательном включении), чтобы потери от необратимости были бы минимальными. Потери эксергии в регенеративной ступени складываются из потерь в теплообменниках и потерь в детандерах

$$d_{\text{реген}} = d_{\text{дет}} + d_{\text{мо}}.$$

Так как потери в детандерах зависят от потерь в теплообменниках (чем больше $d_{\text{т.о.}}$, тем больше $d_{\text{дет.}}$), то в первом приближении можно минимизировать потери в теплообменниках.

Потери в теплообменниках, связанные с конечной разностью температур, делятся на внешние и внутренние

$$d_{\text{мо}} = d_e + d_i,$$

где d_e – внешние потери, зависящие от ΔT недорекуперации;

d_i – внутренние потери, зависящие от ΔT по всей длине регенеративной ступени.

Расчеты показывают, что потерями d_e можно пренебречь, так как ценность теряемого холода очень невелика из-за того, что температура в точке 6 близка к температуре окружающей среды. Так, например, при $\Delta T_h=30^\circ$ для гелия величина d_e составляет меньше 1% от затрачиваемой работы даже при $p_2=5$ ата.

С другой стороны, чем больше ΔT_h , тем меньше поверхность теплообмена, потери от гидравлических сопротивлений и через изоляцию.

Исходя из изложенного, можно сделать вывод, что минимум потерь в регенеративной ступени зависит в основном от внутренних потерь d_i .

Анализ показывает [Л. 13, 15], что эти потери при данной поверхности теплообмена F зависят от того, как меняется

ΔT по длине теплообменника. Величина d_i будет минимальной при линейной зависимости ΔT от T (рис. 28):

$$\Delta T = a \cdot T,$$

где

$$a = \frac{G \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_6}{T_8}}{k \cdot F},$$

T — температура обратного потока;

G — количество циркулирующего газа;

c_p — теплоемкость газа;

T_6 и T_8 — соответственно конечная и начальная температуры обратного потока;

k — коэффициент теплопередачи;

F — поверхность теплообмена.

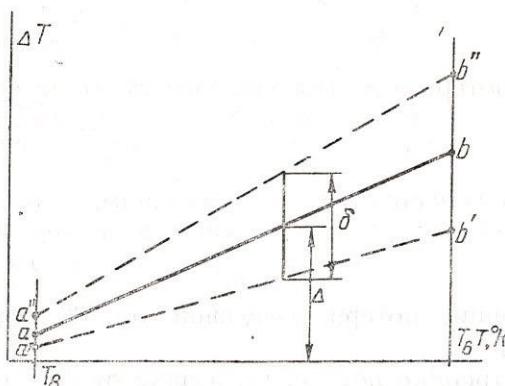


Рис. 28

Однако вести расчет по такой идеальной зависимости $\Delta T = a \cdot T$ для реальных циклов нельзя, так как понадобилось бы бесконечно большое количество детандеров с бесконечно малыми отводимыми на них долями газа (при параллельном включении), или с бесконечно малыми перепадами давлений в них (при последовательном включении). Кроме того, зависимость $\Delta T = a \cdot T$ выведена при условии, что количества газа в прямом и обратном потоках равны, что соблюдается только в случае последовательного включения детандеров. При учете изменения количества газа по длине теплообменника вид зависимости остается линейным $G = \gamma T + g$, но вводится коэффициент, который учитывает это

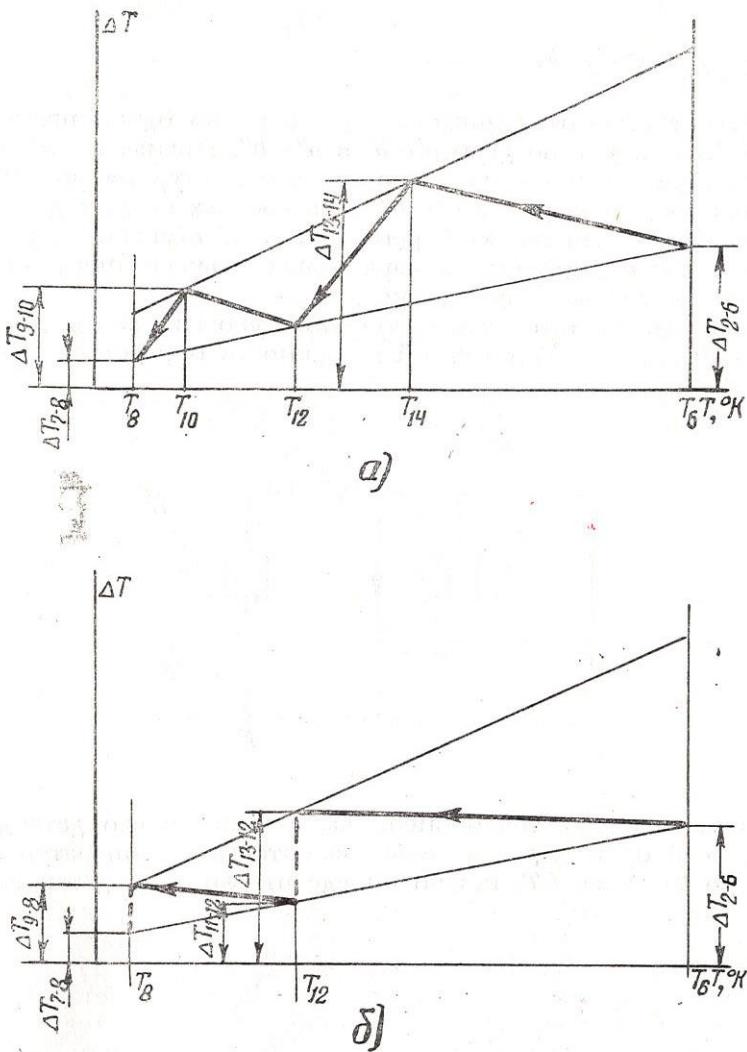


Рис. 29

изменение в заданном интервале температур работы регенеративной ступени.

$$\Delta T = (a + a') T,$$

$$\text{где } a' = \frac{c_p \gamma (T_8 - T_s)}{kF}.$$

Расчет реальных циклов ведется не по одной прямой $a-b$ (рис. 28), а по двум $a'-b'$ и $a''-b''$. Прямая $a'-b'$ соответствует изменению разности температур на уровнях выхода из детандеров, а $a''-b''$ — на уровнях входа в детандеры. Ход изменения ΔT в регенеративной ступени показан на рис. 29: a — для случая параллельного включения детандеров; b — для последовательного.

Для выбранного температурного уровня работы дроссельной ступени T_8 по такой зависимости определяется ΔT

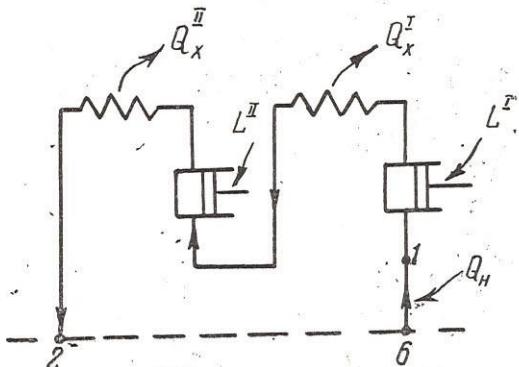


Рис. 30

во всех сечениях теплообменника, а также число детандеров, необходимых для перекрытия интервала температур от T_{oc} до T_8 . Зная ΔT , можно определить доли на детандеры (при параллельном включении) или перепады давлений в детандерах (при последовательном их включении).

Методика расчета регенеративной ступени по ΔT значительно проще, чем применяемые методики расчета, основанные на уравнениях для идеального газа с последующей корректировкой полученных данных по диаграммам состояния [Л. 2, 16, 17].

III — компрессорная ступень включает последовательно соединенные ступени компрессора и холодильники (для двух ступеней сжатия схема дана на рис. 30). Эффективность

работы этой ступени определяется параметрами на входе и выходе из нее, а также изотермическим к.п.д. компрессора, величина которого не превышает обычно в малых и средних установках значения 0,6. Это говорит о том, что 40% подводимой к установке эксергии теряется еще в компрессоре, не доходя до криогенной части. Таким образом, пути повышения эффективности как компрессорной ступени, так и всей установки в целом связаны в значительной мере с повышением к.п.д. компрессоров.

2) Распределение потерь эксергии по элементам детандерной рефрижераторной установки и их анализ

Как уже указывалось, наибольшая доля эксергии ($\sim 40\%$) теряется в компрессоре. При распределении ΔT по длине теплообменника в соответствии с графиком на

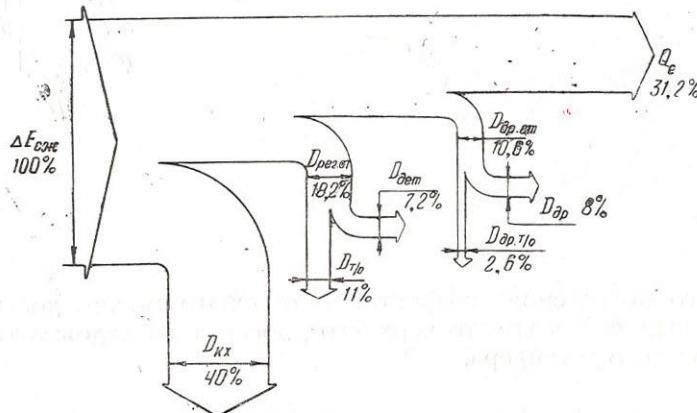


Рис. 31

рис. 29 и оптимальных параметрах дроссельной ступени оставшаяся часть эксергии (после компрессора) распределяется по элементам схемы. Например, в гелиевой рефрижераторной установке с двумя параллельно включенными детандерами, потери распределяются следующим образом: потери в регенеративной ступени $d_{\text{рег.ст}} \approx 18,2\%$ из них в детандерах $d_{\text{дет}} \approx 7,2\%$, в теплообменниках $d_{\text{т.о}} \approx 11\%$; потери в дроссельной ступени $d_{\text{др.ст}} \approx 10,6\%$ из них в дросселе $d_{\text{др}} \approx 8\%$ и $d_{\text{т.о}} \approx 2,6\%$. Полезный выход эксергии составляет

ляет $\approx 31,2\%*$ (рис. 31). Для увеличения эффективности работы установки можно ввести двойное дросселирование и при этом уменьшить температурный интервал работы дроссельной ступени. При том же давлении прямого потока увеличивается выход жидкости, а значит и полезная холодоизделий производительность (схема и диаграмма на рис. 32). Дальнейшего повышения эффективности схемы можно достичь путем включения вместо верхнего дросселя последовательно включенного детандера.

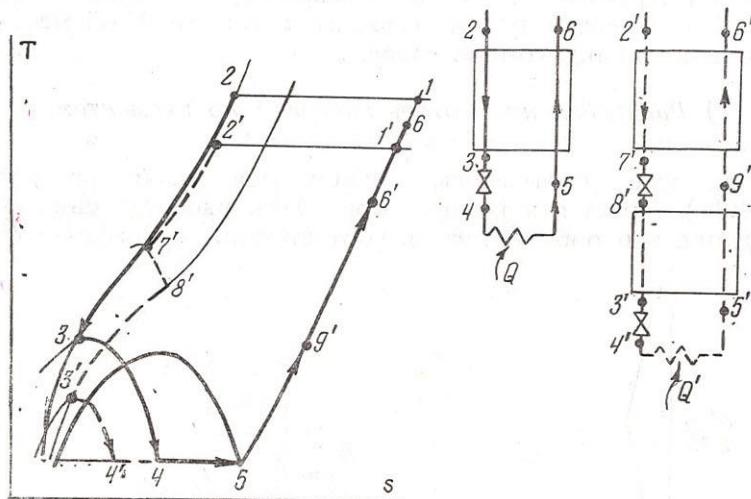


Рис. 32

нейшего повышения эффективности схемы можно достичь путем включения вместо верхнего дросселя последовательно включенного детандера.

д) Методика расчета рефрижераторных детандерных циклов

Расчет рефрижераторных детандерных циклов должен включать следующие этапы: выбор рабочего тела на заданный уровень криостатирования, выбор схемы включения детандеров (параллельное, последовательное, смешанное), определение параметров цикла и, наконец, энергетических показателей схемы.

* В приведенном расчете не учитывались потери от теплопритоков через изоляцию и от гидравлических сопротивлений; к.п.д. детандеров принимался равным $\eta_{ad} = 0,8$.

Исходные данные, необходимые для расчета.

1. Холодопроизводительность Q_0 , вт, ккал/час (в величину Q_0 входят обычно две составляющие: Q_0' — тепло, выделяемое охлаждаемым объектом, и Q_0'' — тепло, протекающее из окружающей среды через изоляцию и по тепловым мостам: по дросселю, штокам детандеров, подвескам теплообменников и т. д.).

2. Уровень криостатирования T_0 , К.

3. Температура окружающей среды T_{oc} , К.

4. Адиабатные к.п.д. детандеров η_{ad} .

Далее переходят к выбору рабочего тела.

I. Выбор рабочего тела.

1. Задается ΔT между температурой охлаждаемого объекта и температурой кипения хладоагента. В зависимости от температурного уровня T_0 величина ΔT должна выбираться соответственно указаниям в п. 3б.

2. В качестве рабочего тела в детандерных циклах может применяться любое из тех, которые при данной $T_{kip} = T_0 - \Delta T$ находятся в жидким состоянии, независимо от того, положительное или отрицательное значение дроссель-эффекта имеет это вещество при T_{oc} .

3. Необходимо учесть такие качества выбранного хладоагента, как его взрывоопасность в определенных условиях, химическая активность, токсичность, стоимость и прочее.

II. Выбор рабочего давления на нагнетании компрессора тесно связан с выбором схемы включения детандеров.

Рассмотрим, в каких случаях целесообразнее тот или иной вариант включения детандеров. Последовательное включение детандеров имеет то преимущество, что при сравнительно небольшой заданной приведенной холодопроизводительности ($200 \div 500$ вт) в качестве расширительных машин могут быть выбраны турбодетандеры (большие расходы и малые отношения давлений). В остальных случаях выгоднее детандеры включать параллельно, так как при этом полностью используется перепад давлений. Что же касается вопроса использования при параллельном включении поршневых или турбомашин, то первые применяются при небольшой приведенной холодопроизводительности, а вторые — при большой приведенной холодопроизводительности (свыше 500 вт). Смешанное включение детандеров применяют, когда целесообразно усложнение схемы ради повышения эффективности работы. Примером может служить введение

последовательно включенного детандера между дроссельной и регенеративной ступенями, но с параллельно работающими детандерами в регенеративной ступени. Таким образом, выбор того или иного вариантов схемы обусловлен обычно величиной заданной холодопроизводительности и температурным уровнем, а также эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к установке.

Независимо от того, какой вариант схемы выбран, расчет детандерного цикла начинают с определения оптимальных параметров дроссельной ступени, и прежде всего, давления прямого потока.

а) Оптимизация параметров дроссельной ступени.

1. Выбирают такое давление в точке 7 (рис. 24), при котором величина Δi_t была бы как можно больше, то есть чтобы изобара пересекала изоэнталпю на ее максимуме (или близко к нему со стороны меньшего давления).

2. Задавшись ΔT_{7-8} соответственно температурному уровню, определяют параметры в точке 8.

3. Составляется тепловой баланс работы дроссельного теплообменника для определения параметров в точке 3. $i_7 - i_3 = i_8 - i_5$. Отсюда находят i_3 , а затем T_3 .

4. Строят $T-q$ диаграмму работы дроссельного теплообменника с целью проверки наличия положительной (минимально допустимой) разности температур по длине теплообменника. Малая или даже отрицательная ΔT может получиться при расчете, особенно у водорода и гелия, вследствие резкого изменения теплоемкости потока высокого давления.

Если по всей длине теплообменника нет ΔT меньше допустимой, то переходят к определению остальных параметров ступени; если же этого нет и $\Delta T < \Delta T_{min}$, то следует задаться другим значением давления прямого потока, или другой температурой T_7 .

5. Определение расхода рабочего тела на дроссельную ступень по величине Q_0

$$G = \frac{Q_0}{i_8 - i_7} [\text{кг/час}] .$$

6. Расчет эффективности работы дроссельной ступени

$$\eta_e = \frac{Q_0 \cdot \tau_e}{(e_7 - e_s) G} ,$$

где τ_e — соответствует температурному уровню отвода тепла от охлаждаемого объекта.

Так, задаваясь различными значениями p_2 и T_7 , определяют оптимальные параметры дроссельной ступени (при η_e). Далее переходят к расчету регенеративной ступени.

б) Расчет регенеративной ступени

Как для схемы с параллельным включением детандеров, так и с последовательным их включением, расчет регенеративной ступени следует начинать с построения в координатах $\Delta T - T$ линий, характеризующих изменение ΔT в зависимости от температуры. Уже указывалось ранее, что таких линий (лучей) должно быть две: одна характеризует изменение ΔT на уровнях выхода газа из детандеров, другая — на уровнях входа в них.

Величинами $\Delta T - \left[\Delta + \frac{\delta}{2} \right]$ и $\left[\Delta - \frac{\delta}{2} \right]$ (см. рис. 28) на

уровне T_{oc} для обеих линий задаются из следующих соображений. Если необходимо получить максимальную эффективность (к.п.д.) установки, пренебрегая габаритами установки, то величину Δ_{toc} следует выбирать $\leq 10^\circ \div 15^\circ$. Если же величина к.п.д. менее существенна, то ради сокращения поверхности установки, значение Δ_{toc} можно брать вплоть до 30° . Однако при таком значении Δ_{toc} может оказаться большое число детандеров (три и более), что усложнит схему установки.

Как показали расчеты [Л. 15], величина δ_{toc} практически не влияет на показатели установки, так что ее можно брать равной $10 \div 15^\circ$.

Величинами δ_0 и Δ_0 задаются в зависимости от значения температуры T_0 , то есть уровня отвода тепла. Подробные рекомендации на этот счет приведены в разделе 3в.

Построив в $\Delta T - T$ координатах ход изменения ΔT , приступают к расчету температурных уровней включения детандеров.

1. При параллельном включении, зная T_8 , η_{ad} детандера и давление прямого потока, определяют методом подбора температуру T_9 (рис. 27) на входе в нижний детандер. Затем в уравнение теплового баланса для теплообменника I регенеративной ступени подставляют такое значение доли на нижний детандер M_1 , чтобы ΔT_{9-10} соот-

вёлствовала бы ординате на графике $\Delta T - T$ при $T = T_{10}$ (рис. 29, а).

Определив значения T_9 , T_{10} и M_1 — приступают к расчету теплообменника II регенеративной ступени. Задаются величиной T_{12} : из теплового баланса этого теплообменника определяют величину T_{11} . Если рассчитанная разность ΔT_{11-12} равна ординате в $\Delta T - T$ координатах при $T = T_{12}$, то параметры теплообменника II рассчитаны. Если же $\Delta T_{11-12} >$ величины ординаты при $T = T_{12}$, то расчет продолжают, меняя значение T_{12} до тех пор, пока не будет достигнуто равенство величин T и T_{12} .

Далее тем же путем последовательно рассчитывают остальные теплообменники (с детандерными потоками и без них). Расчет заканчивается при $T = T_{oc}$. В результате определяется суммарное количество газа, циркулирующее в системе ΣG .

При этом не обязательно будет соблюдаться равенство

$$\Delta T_{2-6} = \left[\Delta - \frac{\delta}{2} \right]_{T_{oc}}.$$

Величина ΔT_{2-6} может быть как больше, так и меньше $\left[\Delta - \frac{\delta}{2} \right]_{T_{oc}}$. Основное условие состоит в том, чтобы ΔT_{2-6} было бы больше минимально возможной ΔT_n .

2. При последовательном включении детандеров методом подбора, зная T_7 , p_7 и η_{ad} подбирают такое значение давления в точке 9 (рис. 27), чтобы ΔT_{9-8} соответствовала ординате, проведенной до верхнего луча при $T = T_8$ (рис. 29, б).

Далее рассчитывают теплообменник I регенеративной ступени. Расчет этого теплообменника аналогичен расчету теплообменника II при параллельном включении детандеров.

Затем поочередно рассчитываются перепад в детандере и теплообменник до тех пор, пока температура на прямом потоке не будет равной T_{oc} . В результате расчета определяется давление на нагнетании компрессора.

3. Смешанное включение детандеров рассчитывается комбинированием методик расчета при параллельном и последовательном их соединении.

III. Определение энергетических показателей цикла.

1. Расчет затраты работы на привод компрессора

$$L = \sum G(e_2 - e_6) \frac{1}{\eta_{из\eta_{эм}}} = \sum GRT \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{1}{\eta_{из\eta_{эм}}}, \text{ квт},$$

где e_2 и e_6 берутся при параметрах выхода и входа системы компрессор-холодильник.

2. Расчет работы, отводимой детандерами:

$$\sum L_{det} = \sum_1^n (\Delta i_{ad} \cdot \eta_{ad} \cdot M_i), \text{ квт}.$$

3. Эффективность работы установки:
эксергетический к.п.д.

$$\eta_e = \frac{Q_e}{L - \sum L_{det}};$$

удельная затрата работы на производство единицы холода в кт/вт холодопроизводительности

$$l = \frac{L - \sum L_{det}}{Q_0}.$$

4. Рассчитываются тепловые нагрузки всех теплообменников

$$Q_t = G_n(i_n - i_{n-1}).$$

Далее приступают к конструктивному расчету элементов схемы. После того, как будут известны все габариты установки, определяют теплопритоки из окружающей среды. Если эта величина не превышает заданной Q_0'' , то расчет схемы на этом заканчивается. Если же величина теплопритоков из окружающей среды существенно превышает заданное значение Q_0'' , то необходим перерасчет. Тут может быть много путей усовершенствования: применение более эффективных теплообменных аппаратов, конструкционных материалов, изоляции и т. д. Перерасчет схемы может быть сделан и без изменения ее элементов, но с учетом изменившихся теплопритоков.

4. Газовые рефрижераторные установки

a) Схема, энергетический и эксергетический балансы

Наряду с дроссельными циклами для низкотемпературного терmostатирования применяются и газовые рефрижера-

торные циклы. Области их преимущественного применения находятся примерно в интервалах температур от 75 до 35 К и от 18 до 5 К; это обусловлено тем, что в этих интервалах температур нет веществ, пригодных для работы в дроссельных циклах с кипением жидкости в испарителе (см. раздел II, п. 36).

Схема газовой рефрижераторной установки отличается в принципе от дроссельной схемы лишь тем, что вместо дроссельной ступени включается газовая расширительная сту-

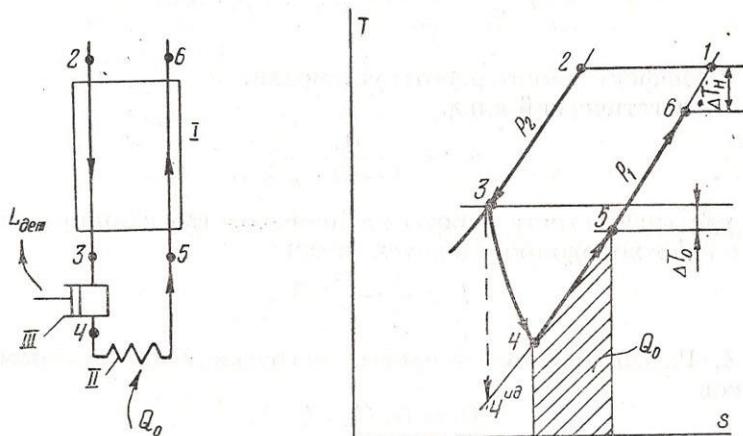


Рис. 33

пень, которая включает два теплообменника — I и II и расширительную машину (детандер)* — III. Схема такой газовой ступени с одним детандером и процесс в T – s диаграмме показаны на рис. 33.

Теплообменник I предназначен для регенерации холода обратного потока, теплообменник II служит для отвода тепла от охлаждаемого (или криостатируемого) объекта.

Составим энергетический баланс газовой ступени:

$$G i_2 + Q_0 = G i_6 + L_{dem}$$

или

$$Q_0 = G (i_6 - i_2) + L_{dem} = G (\Delta i_t - \Delta i_u) + L_{dem}.$$

* В принципе здесь может быть включен и дроссель (если, конечно, дроссель-эффект циркулирующего газа на уровне T_1 положителен), однако его эффективность при работе на газе значительно ниже, чем у детандера.

Холодопроизводительность ступени равна дроссель-эффекту на теплом конце ступени Δi_t за вычетом потерь от разности температур Δi_n плюс работа, отводимая детандером.

Выразив L_{det} через энталпии и найдя из теплового баланса теплообменника I величину i_5 , определим количество тепла, передаваемое охлаждаемому объекту, через параметры теплообменника II :

$$Q_0 = G(i_6 - i_2) + G(i_3 - i_4) = G(i_5 - i_4).$$

Таким образом, холодопроизводительность ступени равна произведению расхода газа на разность его энталпий на выходе из детандера и теплообменника II .

Составим баланс эксергии ступени:

$$Ge_2 = Q_e + Ge_6 + L_{dem} + \sum D_i$$

или

$$Q_e = G(e_2 - e_6) - L_{dem} - \sum D_i.$$

Приведенная холодопроизводительность ступени равна разности эксергий на ее теплом конце минус работа, отводимая детандером, и сумма потерь эксергии в ступени. Эта сумма потерь складывается из следующих составляющих:

$$\sum D_i = D_{m\text{ oI}} + D_{m\text{ oII}} + D_{dem}$$

т. е. из потерь в теплообменниках и детандерах.

К.п.д. ступени определяется как отношение приведенной холодопроизводительности к разности затрат эксергии на проведение процесса и работы, отводимой детандером,

$$\eta_e = \frac{Q_e}{G(e_2 - e_6) - L_{dem}}.$$

6) Пути увеличения эффективности газовой ступени

Один из главных недостатков этого метода получения холода связан с потерями вследствие большой разности температур между охлаждаемым объектом, если он имеет неизменную температуру T_0 , и газом.

Процесс теплообмена в теплообменнике II показан на рис. 34 в $T-q$ и τ_e-q координатах. Ход кривых в $T-q$ координатах показывает протекание разности температур по длине теплообменника; заштрихованная площадка в τ_e-q

координатах пропорциональна потерям эксергии, связанным с наличием такой разности температур. Как видно из графиков на рис. 34, величина потерь эксергии очень значительна, особенно на холодном конце теплообменника. Для уменьшения величины этой потери в газовую ступень мо-

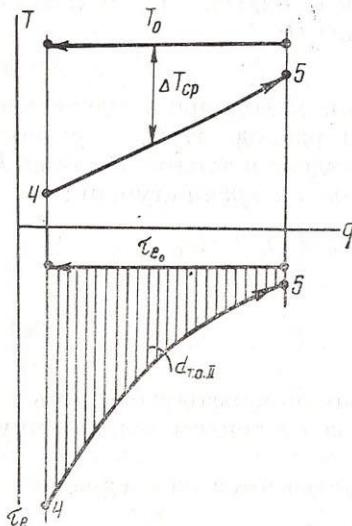


Рис. 34

гут быть включены два детандера вместо одного. Таким образом, происходит двухступенчатое расширение газа с подводом тепла как после первого, так и после второго детандера (рис. 35). Такое усложнение схемы, как правило, себя окупает, так как эффективность работы ступени возрастает за счет уменьшения потерь эксергии при теплообмене газа с охлаждаемым объектом. Процесс теплообмена в $T-q$ и τ_e-q координатах для этого случая изображен на диаграммах рис. 36. Как видно из графиков, с уменьшением средней разности температур по сравнению с одноступенчатым расширением величина потерь эксергии снижается на величину площадки a_{456a} в τ_e-q координатах.

Для повышения эффективности работы ступени можно еще увеличить число детандеров, однако, как показывают расчеты, дальнейшее увеличение числа ступеней расширения приводит к замедлению роста к.п.д. (рис. 37). Самый

большой рост к.п.д. наблюдается при переходе от одного детандера к двум, меньше от двух к трем и еще меньше от трех к четырем и т. д. Поэтому в газовой ступени обычно применяют не более двух ступеней расширения.

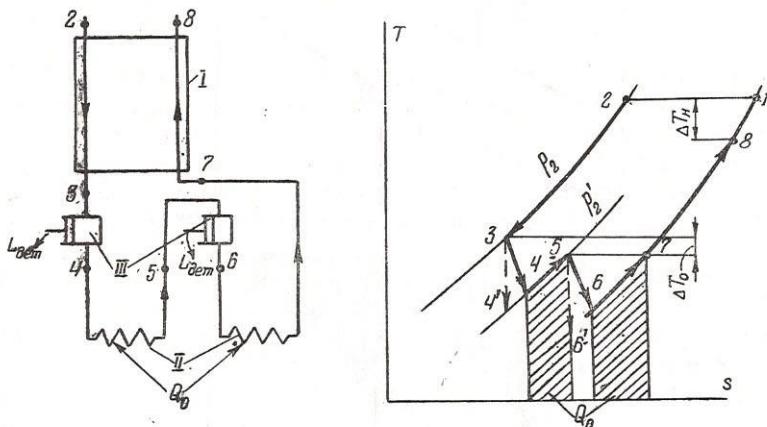


Рис. 35

6) Методика расчета газовой рефрижераторной установки

Расчет газовой рефрижераторной установки, как и расчет дроссельной установки, включает определение параметров газовой, затем регенеративной и, наконец, компрессорной ступени. Отличие заключается лишь в том, что вместо дроссельной рассчитывается детандерная ступень. Методику ее расчета мы и будем рассматривать.

I. В качестве исходных данных для расчета берутся:

- 1) холодопроизводительность Q_0 , вт, ккал/час;
- 2) уровень криостатирования T_0 , К;
- 3) адиабатный к.п.д. детандера (или детандеров) η_{ad} .

II. Далее переходят к выбору рабочего тела, циркулирующего в системе. Этот выбор определяется, исходя из следующих соображений:

1) необходимо, чтобы выбранное рабочее тело во всем интервале температур от T_{oc} до T_0 не ожидалось и не отвердевало;

2) рабочее тело по своим свойствам должно быть как можно ближе к идеальному газу; тогда разность темпера-

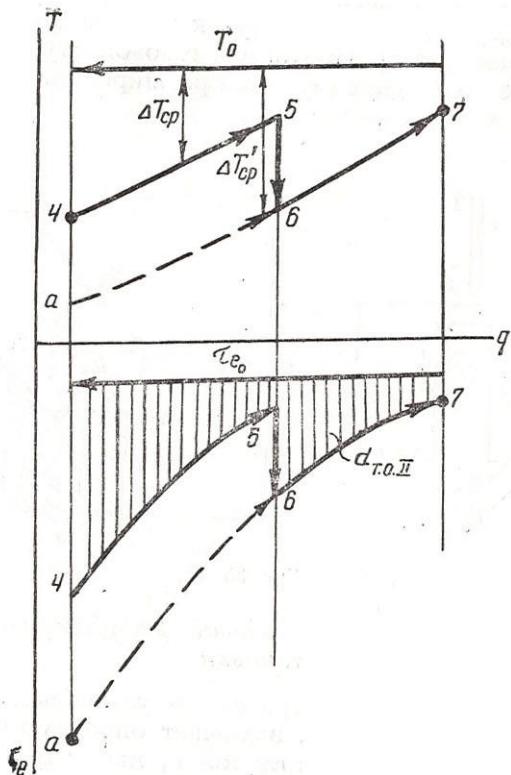


Рис. 36

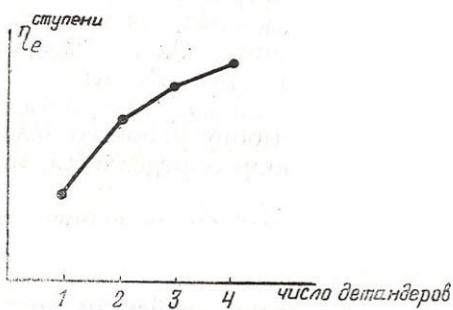


Рис. 37

тур не будет существенно возрастать к холодному концу, что уменьшит потери эксергии;

3) следует учесть технико-экономические показатели хладоагентов: стоимость, химическую активность, токсичность, взрывоопасность и т. д.

Какие вещества выбираются в качестве хладоагентов газовых циклов?

Прежде всего гелий — так как его свойства в широком интервале температур близки к свойствам идеального газа; он не конденсируется вплоть до 5,2 К. Используют также водород и неон. Азот, воздух и аргон менее выгодны, так как их теплоемкость значительно зависит от давления.

III. Выбор рабочих давлений прямого и обратного потоков.

Как известно, выбор значений давлений прямого и обратного потоков обуславливается при заданном уровне терmostатирования и к.п.д. детандеров η_{ad} расход энергии на привод компрессора и холодопроизводительность установки с единицы массы газа, циркулирующего в нижней детандерной ступени.

В отличие от дроссельной ступени, давление обратного потока детандерной ступени p_1 можно выбирать в широком интервале, независимо от температуры. Повышение p_1 уменьшает расход энергии на сжатие в компрессоре (при одном и том же давлении прямого потока p_2), сокращает габариты установки за счет увеличения коэффициентов тепlop передачи в теплообменниках. Однако одновременно увеличение p_1 приводит к уменьшению холодопроизводительности детандеров, а также к тому, что размеры машин могут стать неконструктивными.

Брать величину p_2 высокой также не рекомендуется, так как кроме расхода энергии на сжатие возрастают потери при теплообмене с охлаждаемым объектом вследствие увеличения разности температур; эти потери можно понизить путем введения нескольких ступеней расширения.

Оптимальное отношение давлений $\frac{p_1}{p_2}$ и их величины в каждом конкретном случае определяется путем вариантных расчетов.

IV. Построение процессов в $T-s$ диаграмме.

1. Выбранные значения p_2 и p_1 наносят на диаграмму рабочего тела. Далее наносят температуру криостатирования T_0 .

2. Задаются ΔT между охлаждающим газом и охлаждаемым или криостатируемым объектом. Выбор ΔT обусловлен температурным уровнем криостатирования (см. раздел I, п. 3б).

3. Далее решают вопрос о числе ступеней расширения. Этот вопрос решается, исходя из технико-экономических соображений.

Если число ступеней расширения > 1 , то степень расширения в каждой ступени рассчитывают по формуле

$$\varepsilon = \sqrt[k]{\frac{p_2}{p_1}},$$

где k — число ступеней расширения.

Обычно k берут не более двух, тогда промежуточное давление $p'_2 = \varepsilon \cdot p_1 = \sqrt{p_2 \cdot p_1}$. Наносим значение p'_2 на диаграмму (рис. 35).

4. Далее, зная η_{ad} детандеров, вычисляют температуры на выходе из них.

5. Производится определение холодопроизводительности системы для единицы циркулирующего хладоагента

$$q_0 = (i_5 - i_4) + (i_7 - i_6).$$

6. Определяется необходимое количество хладоагента $G = \frac{Q_0}{q_0}$ и работа, отводимая детандерами,

$$\Sigma L_{det} = G[(i_3 - i_4) + (i_5 - i_6)].$$

7. Производится расчет регенеративного теплообменника I.

Для этого задаются температурой T_2 и из теплового баланса определяют T_8 . Затем необходимо построить $T-q$ диаграмму работы теплообменника с целью определения разности температур по всей длине. Если ΔT везде больше минимально допустимой, то переходят к расчету к.п.д. ступени (п. 8). Если $\Delta T < \Delta T_{min}$, то необходимо задаться вновь или величиной ΔT_{2-8} , если это возможно, или значением T_2 .

Оптимум по T_2 определяется вариантными расчетами аналогично температуре дополнительного охлаждения каскадной рефрижераторной установки (см. раздел I, п. 2а).

8. Определяется к.п.д. детандерной ступени

$$\eta_e = \frac{Q_0 \cdot \tau_e}{G (e_2 - e_8) - \Sigma L_{det}}.$$

Далее ведется расчет регенеративной ступени установки. Методика расчета в этом случае не отличается от той, которая приведена в разделе II, п. 3д.

2) Установка с неадиабатным детандером

Наряду с адиабатными детандерами в газовой ступени могут применяться и неадиабатные поршневые машины, отличительной особенностью которых является то, что тепло от охлаждаемого объекта подводится непосредственно в процессе расширения газа (рис. 38) [Л. 15, 19, 20].

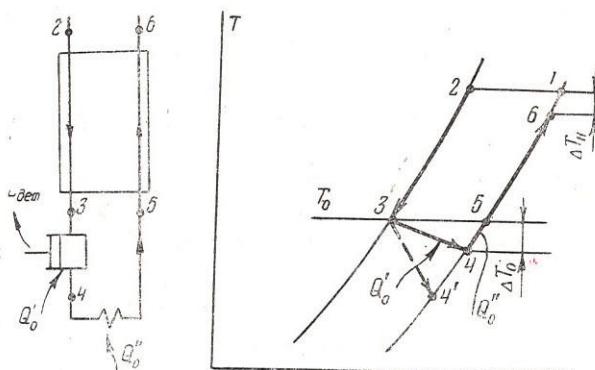


Рис. 38

Эффективность работы ступени зависит от степени приближения процесса в детандере с подводом тепла к изотермическому и может определяться величиной изотермического к.п.д.

$$\eta_{iz} = \frac{Q'_0}{T_0 (s_5 - s_3)},$$

где в числителе стоит величина холодопроизводительности детандера $Q'_0 = G(i_4 - i_4')$; i_4' — энталпия газа на выходе из детандера при адиабатном расширении для заданного η_{ad} .

В знаменателе формулы стоит холодопроизводительность идеального изотермического расширения при T_0 .

Величина η_{iz} учитывает как потери, связанные с ΔT между охлаждаемым объектом и газом, так и потери в детандере. Чем больше η_{ad} данного детандера (чем ниже точ-

ка $4'$ по температуре в процессе без подвода тепла), тем больше величина Q_0' , а значит и изотермический к.п.д.

Основная трудность при проектировании таких детандеров заключается в том, чтобы развить как можно большую поверхность теплообмена; это связано в свою очередь с техническими трудностями, так как из-за оребрения увеличивается мертвое пространство детандера.

Раздел III

ОЖИЖИТЕЛИ

1. Идеальные процессы охижения газов

Охижение — процесс перевода вещества из газообразного состояния в жидкое.

Так как технические процессы непрерывного перевода в твердое состояние криогенных веществ пока еще осваиваются техникой низких температур, то здесь речь пойдет только о процессах перехода в жидкое состояние.

Чем отличаются рефрижераторные процессы от охижительных и что общего между ними?

Общие черты таковы.

1. Оба процесса низкотемпературные, поэтому техническое оснащение процессов очень сходно.

2. Получение охиженных газов основано на тех же расчетных термодинамических свойствах и зависимостях, что рефрижераторные процессы.

3. В результате работы и охижителей, и рефрижераторов получается полезная эксергия, обусловленная низкой температурой; у первых она отводится с потоком рабочего тела, а у вторых — с потоком холода.

Разница заключается в следующем.

1. Если в рефрижератор при T_{oc} эксергия подводится только в виде работы, то в охижителях при T_{oc} эксергия подводится еще и с потоком рабочего тела. Исключение составляет только воздух, так как его эксергия на входе в систему равна нулю.

2. Рефрижераторы — термодинамически закрытая система (цикл); обмен с окружающей средой происходит только в виде энергии с потоками тепла и работы, никакого материального обмена с окружающей средой нет.

Охижитель — термодинамически открытая система, так как с окружающей средой происходит обмен не только потоками тепла и работы, но и потоками вещества.

3. В рефрижераторах (особенно малых) существенную роль играют теплопритоки из окружающей среды $Q_{из}$ через изоляцию. Величина $Q_{из}$ соизмерима с другими статьями энергетического баланса (а в некоторых случаях превышает холодопроизводительность Q_0).

В охижителях значение $Q_{из}$ весьма мало по отношению к другим величинам, входящим в энергетический баланс. В крупных современных установках $Q_{из}$ часто не принимается во внимание при расчетах.

Процессом охижения в дальнейшем будем называть такой, при котором рабочее тело переводится из состояния равновесия с окружающей средой в состояние жидкости при температуре кипения и атмосферном давлении.

Рассмотрим из бесконечного множества возможных три основных обратимых процесса перехода вещества в жидкое состояние.

Первый процесс осуществляется при постоянном давлении $p=p_{oc}$ с помощью холодильной установки, которая отводит тепло от охижаемого газа. Процесс перехода в жидкое состояние показан на рис. 39 (1—d—2). Особенность этого процесса состоит в том, что охижаемый газ не сжимается в компрессоре. Минимальная работа охижения L_{min} равна площади между изобарой p_{oc} и изотермой $T_{oc}-1, 3, 2, 1$ (в координатах $T-q$) или разности Δe_{2-1} (в координатах $e-i$). Вся работа в этом процессе охижения затрачивается только в холодильной установке.

Тепло, которое необходимо отвести от газа, равно площади под изобарой $p_{oc}-1, 2, a, b, 1$ (в координатах $T-q$) или разности энталпий Δi_{1-2} (в координатах $e-i$).

Работа тратится на охлаждение газа и на его конденсацию $L=L_{охл}+L_{конд}$, где $L_{охл}$ пропорциональна площадке 1, c, d, 1, а $L_{конд}$ площадке c, 3, 2, d, c в $T-s$ диаграмме, или $L_{охл}$ равна разности эксергий Δe_{d-1} , а $L_{конд}=\Delta e_{2-d}$ в $e-i$ диаграмме.

Тепло q , отводимое от охижаемого газа, также включает две составляющих:

$$q=q_{охл}+q_{конд},$$

где $q_{\text{окл}} \sim$ пл. 1, d, e, b, l в координатах $T-s$ или равно Δi_{1-i} в координатах $e-i$, а $q_{\text{конд}}$ пл. d, 2, a, e, d (в $T-s$ диаграмме) или равно Δi_{d-2} (в $e-i$ диаграмме).

Второй процесс осуществляется без помощи дополнительной холодильной установки. Газ изотермически сжимается до давления p_3 , затем изоэнтропически расширяется до

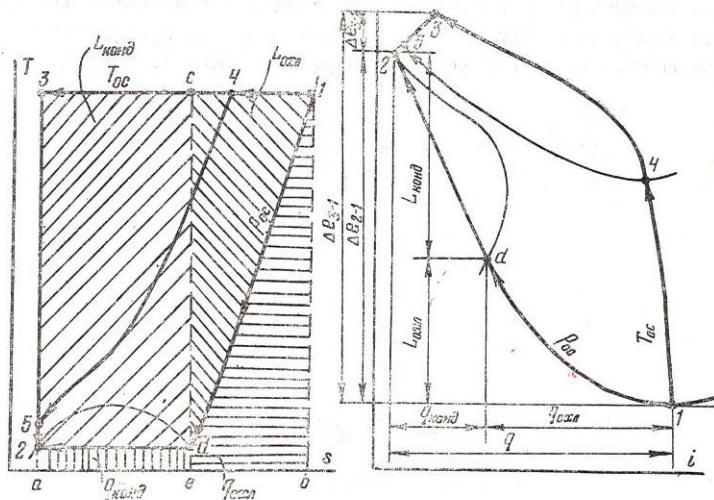


Рис. 39.

$p_{\text{раб}}$ (точка 2 рис. 39). Этот процесс можно осуществить на практике лишь с веществами, у которых $p_{\text{кр}}$ очень высокое (хлор, двуокись углерода и др.).

Минимальная работа охлаждения будет равна

$$L_{\min} = L_{\text{сжатия}} - L_{\text{расш}} = (e_3 - e_1) - (e_3 - e_2) = e_2 - e_1;$$

ее величина такая же, как в первом случае.

Работа распределяется между следующими составляющими: затрачивается в компрессоре L_{1-3} и часть возвращается детандером L_{3-2} .

Третий процесс осуществляется как с помощью компрессора, так и с помощью холодильной установки. Газ сжимается до промежуточного давления p_4 (причем p_4 может быть как больше, так и меньше $p_{\text{кр}}$), затем изобарически охлаждается до точки 5, после чего расширяется в детандере (при $s=\text{idem}$) до точки 2.

Так как рассматриваются только обратимые процессы, то минимальная работа охлаждения составит

$$L_{min} = L_{сж} + L_{x\text{уст}} - L_{расш} = (e_4 - e_1) + (e_5 - e_2) - (e_5 - e_2) = e_2 - e_1.$$

Таким образом, минимальная работа охлаждения, равная разности эксергий в точках 1 и 2 не зависит от пути проведения процесса. Происходит лишь перераспределение между работой сжатия в компрессоре и работой, затрачиваемой

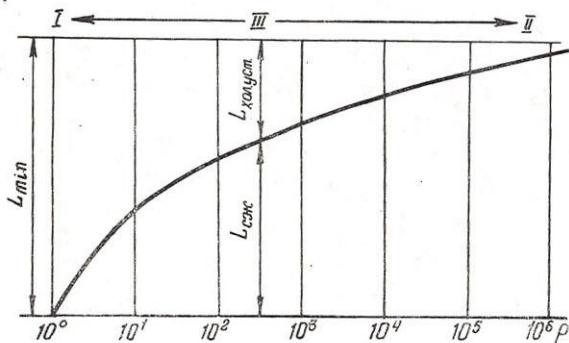


Рис. 40

в холодильной установке. Чем больше давление сжатия p , тем большая доля общей работы L_{min} расходуется в компрессоре $L_{сж}$ и тем меньше работа на привод холодильной установки $L_{x\text{уст}}$ (рис. 40).

При $L_{сж} \rightarrow L_{min}$ процесс сводится ко второму случаю, при $L_{x\text{уст}} \rightarrow L_{min}$ приближается к первому случаю. Как правило, в технике используется третий способ охлаждения. В последние годы первый способ тоже применяется (например охлаждение воздуха с помощью газовой холодильной машины Филлипс).

2. Охлаждение газов по способу Линде

a) Схема, энергетический и эксергетический балансы

На рис. 41 показана схема и процесс в $T-s$ диаграмме охлаждающей установки, работающей по способу Линде. Эта схема основана на третьем способе охлаждения; все про-

цессы в ней реальные и расширение в детандере заменено расширением в дросселе.

Схема установки включает следующие элементы: I — компрессор, II — холодильник, III — теплообменник, IV — дроссельный вентиль, V — отделитель жидкости.

Необходимым условием работы такой установки является наличие положительного дроссель-эффекта рабочего тела при T_{oc} . В отличие от рефрижераторных установок, рабо-

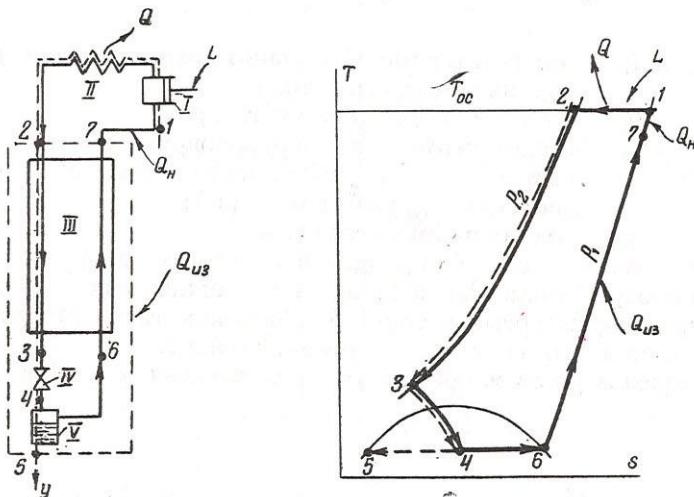


Рис. 41

тающих по этой схеме, давление обратного потока (давление конденсации) в охижителях должно быть равным атмосферному или быть немного выше, так как продукт отводится при p_{oc} .

Для рассмотрения процесса получения охлажденного газа условно разобъем прямой поток на два. Первый поток в количестве $1 - y$ (он показан на рис. 41 сплошной линией) циркулирует в контуре и обеспечивает охлаждение и ожигание второго потока y (штриховая линия).

Установка работает следующим образом. Газ сжимается в компрессоре, охлаждается в холодильнике до T_{oc} (на $T-s$ -диаграмме показано изотермическое сжатие), затем поступает в теплообменник, где за счет обратного потока охлаждается до температуры в точке 3. После дросселирования

часть газа (y) ожигается и выводится из установки при параметрах в точке 5. Оставшаяся часть газа ($1-y$) идет противотоком в теплообменник, где нагревается до температуры, близкой к T_{oc} , и идет на всас компрессора, где к ней подсоединяется подаваемый на ожигание газ в количестве y .

Составим энергетический баланс установки для единицы массы сжимаемого в компрессоре газа:

$$i_2 + Q_{iz} = (1 - y) i_7 + y i_5,$$

где i_2 и i_7 — соответственно энталпии газа на входе и выходе из теплообменника;

i_5 — энталпия ожигенного газа;

Q_{iz} — теплоприток из окружающей среды (через изоляцию и по материалу теплообменника, дросселя и другой арматуры);

y — доля ожигившегося газа.

Энергия к системе подводится с потоком газа в точке 2 и с потоком тепла Q_{iz} , а выводится с ожигившейся частью газа y с параметрами в точке 5 и потоком газа, выходящего из теплообменника, с параметрами в точке 7.

Выразим долю жидкости y через энталпии и Q_{iz} :

$$y = \frac{i_2 - i_7 + Q_{iz}}{i_5 - i_7} = \frac{i_2 - i_1 + i_1 - i_7 + Q_{iz}}{i_5 - i_1 + i_1 - i_7},$$

где $i_1 - i_2 = \Delta i_T$ — дроссель-эффект газа при $T = T_1$;

$i_1 - i_7 = \Delta i_H$ — потеря холода от недорекуперации газа в теплообменнике;

$i_1 - i_5 = \Delta i_{ож}$ — количество тепла, которое необходимо отвести от газа в изобарном процессе для его ожигания.

$$\text{Тогда } y = \frac{\Delta i_T - \Delta i_H + Q_{iz}}{\Delta i_{ож} - \Delta i_H}.$$

Таким образом, количество ожигенного газа y пропорционально дроссель-эффекту при T_1 за вычетом потерь от недорекуперации и через изоляцию и обратно пропорционально теплу, которое необходимо отвести от газа при изобарном его ожигании, минус потери от недорекуперации. Чем выше дроссель-эффект газа, тем больше величина y ; но чем ниже температура конденсации вещества (то есть чем больше $\Delta i_{ож}$), тем меньше величина y . Величина Q_{iz} уменьшает y .

Величина Δi_h в числителе и знаменателе имеет знак минус. Однако $\Delta i_{ож}$, как правило, всегда значительно больше Δi_t ; поэтому вычитание из $\Delta i_{ож}$ величины Δi_h играет меньшую роль, чем вычитание из Δi_t . Следовательно, чем меньше Δi_h , тем больше доля жидкости y .

Составим эксергетический баланс работы установки

$$e_2 = (1 - y)e_7 + ye_5 + \sum D_i + \sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e),$$

где e_2 и e_7 — подводимая и отводимая эксергия из теплообменника;

e_5 — эксергия отводимого продукта;

$\sum D_i$ — сумма внутренних потерь эксергии в установке; она включает потери в теплообменнике и дросселе;

$\sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)$ — суммарный приведенный теплоприток из окружающей среды.

Эксергия в систему вводится с потоком сжатого газа в точке 2, а выводится с охлажденным газом (точка 5), с потоком газа, выходящего из теплообменника, а также уничтожается вследствие потерь во всех элементах схемы.

Выразим долю жидкости y через эксергии:

$$y = \frac{e_2 - e_7 - \sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)}{e_5 - e_7} =$$

$$= \frac{e_2 + e_1 - e_1 - e_7 - \sum D_i - \sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)}{e_5 - e_1 + e_1 - e_7},$$

где $e_2 - e_1 = \Delta e_p$ — повышение эксергии газа при его сжатии в компрессоре;

$e_1 - e_7 = \nabla e_n$ — потеря эксергии от недорекуперации в теплообменнике;

$e_5 - e_1 = \Delta e_{ож}$ — минимальная работа, которую необходимо затратить для охлаждения газа.

Тогда

$$y = \frac{\Delta e_p - \nabla e_n - \sum D_1 - \sum_{T=T_5}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{us} \cdot \tau_e)}{\Delta e_{oж} - \nabla e_n}.$$

Таким образом, чем больше повышение эксергии в компрессоре и чем выше температура конденсации газа (то есть чем меньше $\Delta e_{oж}$), тем больше величина y . И, естественно, чем меньше потери эксергии в процессе, тем выше значение y . Следует заметить, что величина ∇e_n , в отличие от Δi_n в энергетическом балансе существенной роли не играет, ввиду ее очень небольшого значения (см. раздел II, п. 1г).

Рассмотрим подробнее, как и в каких процессах расходуется подводимая к установке эксергия (рис. 41).

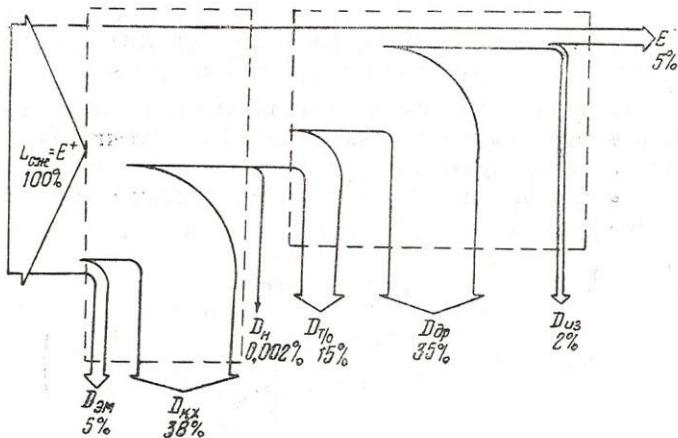


Рис. 42

Процесс 1-2

Подвод эксергии для обеспечения проведения всех последующих процессов. Максимальное значение эксергии в установке достигается в точке 5. В результате получается, что в точке 2 подводится эксергия меньшая, чем отводится эксергии в точке 5 ($e_5 > e_2$). Это происходит потому, что здесь идет лишь небольшая часть газа — y , а остальная

часть $(1-y)$ расходуется на повышение эксергии этой небольшой части рабочего тела.

Процесс 2-3

Процесс теплообмена. Эксергия прямого потока повышается (процесс 2-3) за счет уменьшения эксергии обратного потока (в процессе 6-7).

Процесс 3-4

Дросселирование. Эксергия одного вида переходит в эксергию другого вида. $e_p \rightarrow e_t$. Теряя эксергию давления, получаем эксергию, определяемую понижением температуры.

Далее потоки разделяются:

Ожижаемый поток — y .

Процесс 4-5

Эксергия увеличивается, жидкость отделяется от пара и выводится из установки.

Циркулирующий поток — $(1-y)$.

Процесс 4-6

Эксергия уменьшается, пар идет в обратный поток.

Процесс 6-7

Нагрев газа в теплообменнике, эксергия уменьшается.

6) Оценка эффективности процесса ожигания по Линде. Пути увеличения эффективности

Эффективность ожигательной установки, работающей по способу Линде, определяется в основном величиной дроссель-эффекта при температуре T_{oc} .

Оценивать эффективность процесса величиной y недостаточно, так как доля жидкости y учитывает лишь результаты процесса, но не отражает затраты работы на его проведение.

Таким критерием, который учитывает это обстоятельство является эксергетический к.п.д. системы:

$$\eta_e = \frac{y \cdot \Delta e_{5-1}}{I_{сж}},$$

где

y — доля ожигенного газа;

Δe_{5-1}^* — приращение эксергии при переводе газа от состояния с параметрами окружающей среды до ожигенного состояния при p_{oc} .

* Обозначение по рис. 41.

$L_{сж} = \frac{\Delta e_{2-1}}{\eta_{из}}$ — работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие газа;

Δe_{2-1} — повышение эксергии газа при сжатии в компрессоре;

$\eta_{из}$ — изотермический к.п.д. компрессора.

Рассмотрим, как каждая из составляющих к.п.д. влияет на его величину.

Доля жидкости y зависит от величины дроссель-эффекта при T_{oc} , Δi_n недорекуперации и теплопритоков из окружающей среды (см. п. 2а этого раздела). В принципе, чем больше y при той же затрате работы, тем выше значение η_e . Для увеличения y необходимо понизить температуру перед дросселем, а значит уменьшить и ΔT_n , что не всегда возможно.

Величина Δe_{5-1} зависит только от свойств охаживаемого газа. Чем ниже температура кипения, тем больше величина Δe_{5-1} .

Работа сжатия $L_{сж}$ зависит от двух величин. Первая из них, Δe_{2-1} определяется исходя из выбранного перепада давлений, вторая — $\eta_{из}$ определяется только качеством работы компрессора.

Каким следует выбирать перепад давлений? Давление p_1 , как уже указывалось, берется близким к атмосферному (с небольшим избытком $0,1 \div 0,2$ at), давление p_2 выбирается таким, чтобы Δi_t при T_{oc} был бы максимальным*.

в) Распределение потерь эксергии по элементам схемы

Рассмотрим, как расходуется подводимая к установке эксергия.

1. Получение охаженного газа (отводимая эксергия)
 $E^- = y \cdot e_5$.

2. Потери холода через изоляцию $Q_{из} \cdot \tau_e = D_{из}$.

3. Электромеханические потери $D_{эм}$.

4. Потери в компрессоре и холодильнике $D_{к.х.}$.

5. Потери в теплообменнике $D_{т.о.}$.

6. Потери при дросселировании $D_{др}$.

7. Потери о недорекуперации D_n .

* Подробнее о путях увеличения эффективности процесса см. раздел II, п. 1б.

Из перечисленных семи составляющих только одна первая дает полезный эффект, остальное — потери. На рис. 42 показано распределение подводимой эксергии по элементам схемы в виде диаграммы потоков. Отношение ширины полос E^- и $L_{сж}=E^+$ показывает величину к.п.д. установки. К.п.д. таких установок не превышает $5 \div 8\%$.

Рассмотрим подробнее процесс теплообмена, так как от его организации во многом зависит эффективность работы

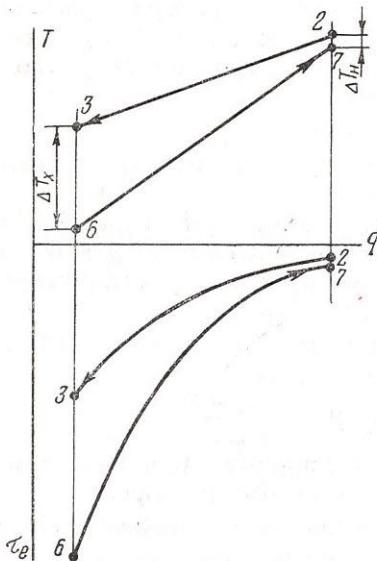


Рис. 43

установки. На рис. 43 в координатах $T-q$ и τ_e-q показан ход изменения ΔT и $\Delta \tau_e$.

Если $\Delta T_n = 5^\circ$, то на холодном конце теплообменника ΔT_x достигает $\sim 90^\circ$. Это происходит по двум причинам: первая — обратный поток меньше прямого на величину y , вторая — теплоемкость прямого потока много больше теплоемкости обратного. Запишем уравнение теплового баланса:

$$G_{np} \cdot c_{p,np} \cdot \Delta T_{2-3} = G_{обр} \cdot c_{p,обр} \cdot \Delta T_{7-6};$$

$$G_{np} > G_{обр} \quad (G_{np} = G_{обр} + y);$$

$$c_{p,np} \gg c_{p,обр}.$$

Для соблюдения равенства необходимо, чтобы $\Delta T_{2-3} \ll \Delta T_{7-6}$.

Увеличение ΔT_x приводит не только к росту потерь в теплообменнике (пл. 2, 3, 6, 7 в $\tau_e - q$ координатах), но и в дросселе. Для уменьшения этих потерь необходимо сблизить температуры на холодном конце теплообменника. Этого достигают путем введения дополнительного охлаждения прямого потока.

г) Методика расчета охижителей Линде

В отличие от рефрижераторов, расчет охижителей не включает такой пункт, как выбор рабочего тела, так как в исходных данных задается, какое вещество и в каком количестве необходимо получить.

Исходные данные:

1) количество жидкого продукта, которое необходимо получить $G_{ж}$, кг/час;

2) температура окружающей среды T_{oc} , °К.

I. Выбор рабочего давления p_2 для охижителей исходит из тех же принципов, что и у рефрижераторов, работающих по циклу Линде (см. раздел II, п. 1д).

II. Расчет параметров во всех точках схемы.

1. Задается величина ΔT_n .

2. По формуле $y = \frac{\Delta i_t - \Delta i_n}{\Delta i_{cж} - \Delta i_n} *$

определяют долю жидкости при выбранных p_2 и ΔT_n для 1 кг газа, сжимаемого в компрессоре.

3. Далее из уравнения теплового баланса теплообменника определяют параметры газа перед дросселем

$$i_2 - i_3 = (1-y) (i_7 - i_6),$$

откуда $i_3 = i_2 - (1-y) (i_7 - i_6)$.

4. Строят процесс в $T-s$, а затем в $T-q$ диаграмме. Последнее построение проводится с целью проверки величины ΔT по всей длине теплообменника. Если $\Delta T < \Delta T_{min}$ (минимально допустимой), то увеличивают ΔT_n и производят весь расчет заново.

III. Определение расхода рабочего тела.

Для получения $G_{ж}$ потребуется $G_{общ} = \frac{G_{ж}}{y}$, кг/час.

* Величину $Q_{из}$, как правило, подсчитывают после проведения конструктивных расчетов, а затем ее учитывают в формуле для y .

IV. Определение энергетических показателей.

1. Расход энергии на сжатие

$$L_{сж} = G_{общ}(e_2 - e_1) \frac{1}{\eta_{из \cdot \eta_{э.м}}}, \text{ кДж/час.}$$

2. К.п.д. установки

$$\eta_e = \frac{G_{жc}(e_5 - e_1)}{L_{сж}}.$$

3. Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q_t = G_{общ}(i_2 - i_3) = (G_{общ} - G_{жc})(i_7 - i_6).$$

Далее приступают к конструктивному расчету установки.

3. Каскадные охлаждающие установки

Для уменьшения потерь в процессах теплообмена и дросселирования, а также для охлаждения газов с отрицательным дроссель-эффектом при T_{oc} вводится дополнительное охлаждение прямого потока. Это дополнительное охлаждение может быть выполнено различными способами. Рассмотрим основные из них (многопоточные каскадные и однопоточные схемы охлаждения).

a) Многопоточные каскадные схемы охлаждения

Многопоточные схемы охлаждения включают один и более каскадов дополнительного охлаждения, которое осуществляется с помощью посторонних хладоагентов. Процесс получения холода от этих дополнительных хладоагентов может быть самым различным, например, с помощью холодильных газовых машин, отдельно работающих циклов Линде с различными хладоагентами и пр.

В последнем случае хладоагенты распределены в каскаде таким образом, что на более низком уровне температуры циркулирует вещество, имеющее более низкую температуру кипения*.

* Часть вспомогательных рефрижераторных процессов может быть заменена однопоточным, работающим на смесях [Л. 34].

Методика расчёта многопоточных охижительных установок такая же, как и у рефрижераторных. Подбираются оптимальные температурные уровни дополнительного охлаждения прямого потока охижаемого газа в соответствии с возможностями используемых для этой цели циклов.

Нижняя температурная граница дополнительного охлаждения устанавливается в результате оптимизации параметров дроссельной охижительной ступени Линде. Эта оптимизация ведется так же, как описано в разделе III,2г с той лишь разницей, что температура T_2 на входе в ступень не равна T_{oc} , а определяется инверсионной температурой T_{inv} охижаемого газа. Положительный дроссель-эффект Δi_t на уровне входа в дроссельную ступень может быть обеспечен только при условии $T_2 \ll T_{inv}$.

Чем ниже T_2 по отношению к T_{inv} , тем выше при прочих равных условиях к.п.д. η_e дроссельной ступени. Однако, понижение T_2 приводит одновременно к увеличению расхода энергии на циклах дополнительного охлаждения. Оптимальный уровень определяется суммарным минимумом расхода энергии аналогично тому, как это показано на рис. 15 для рефрижераторов. При этом должны учитываться технико-экономические соображения.

Верхняя температурная граница дополнительного охлаждения устанавливается аналогично тому, как определяются параметры точек 7 и 8 на рис. 12 и 13 (раздел II, 2а).

Протекание разности температур между прямым и обратными потоками охижаемого газа в регенеративной ступени аналогичны показанному на рис. 29 (б). Участки, где ΔT между погоками уменьшается с ΔT_{13-12} до ΔT_{11-12} и с ΔT_{9-8} до ΔT_{7-8} , будут соответствовать охлаждению прямого потока посредством дополнительных циклов, а участки между температурами $T_8 \div T_{12}$ и $T_{12} \div T_6$ охлаждению прямого потока обратным. Ход разности температур в этом случае полностью определяется соображениями, изложенными на стр. 43—46.

6) Однопоточная каскадная схема охижения

Однопоточный процесс охижения отличается от многопоточного тем, что хладоагенты, осуществляющие дополнительное охлаждение, находятся с основным хладоагентом в одном потоке, а не охлаждаются отдельно, как в многопоточном (рис. 44).

В отличие от рефрижераторного однопоточного процесса (см. раздел II, п. 26), охижительный однопоточный процесс при том же числе каскадов характеризуется большим процентным содержанием высококипящих хладоагентов.

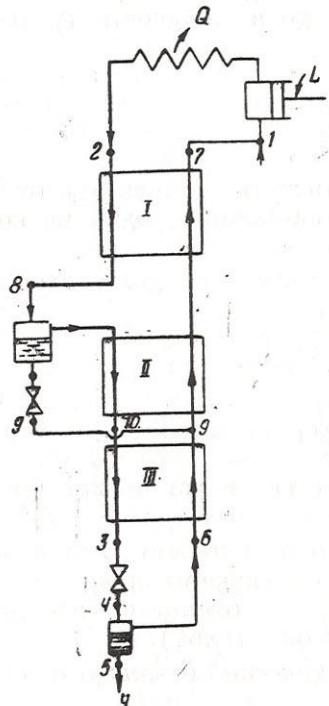


Рис. 44

Это объясняется тем, что в обратный поток поступает только не охижившаяся часть основного хладоагента; поэтому по всей длине теплообменника нет участков, где прямой и обратный потоки охиженного газа равны.

Подробнее описание схемы см. в разделе II, п. 26 и в [Л. 11].

4. Детандерные охижительные установки

a) Схема, энергетический и эксергетический балансы

В качестве устройства для дополнительного охлаждения прямого потока может быть применен и детандер. На де-

тандер в этом случае отводится часть прямого потока, вследствие чего процесс теплообмена проходит с увеличенным количеством газа в обратном потоке. Этим достигается уменьшение ΔT на холодном конце теплообменника, а значит увеличивается доля жидкости y , отводимой из установки.

Установки с одним детандером имеют три модификации в зависимости от места включения детандера. Соответствующие схемы называются по имени их изобретателей — Клода, Гейланда и Капицы (рис. 45). В схеме Клода детандер включен в промежутке температур от T_{oc} до T_x . Схема включает три теплообменника, один из которых — средний называют детандерным (рис. 45,а).

Схема Гейланда включает два теплообменника, а газ в детандер попадает при T_{oc} (рис. 45,б). Эта схема считается при снижении воздуха наиболее экономичной по расходу энергии по сравнению с остальными.

Схема Капицы (рис. 45,в) также включает два теплообменника, но детандер включен таким образом, что газ на выходе из него имеет параметры сухого насыщенного пара. Эта схема применяется в установках большой производительности при использовании турбодетандеров.

Отличительной особенностью схем с детандерами является то, что как и в каскадном процессе с их помощью могут ожигаться газы и с отрицательным дроссель-эффектом при T_{oc} (водород, неон и гелий).

Составим энергетический баланс установки

$$i_2 + Q_{iz} = (1 - y) i_7 + y i_5 + L_{det},$$

где i_2 и i_7 — энталпии газа на теплом конце теплообменника;

i_5 — энталпия ожигенного газа;

Q_{iz} — теплоприток из окружающей среды (через изоляцию и по теплообменнику, дросселю и др. арматуре);

$L_{det} = M \cdot \Delta i_{ad} \cdot \eta_{ad}$ — работа, отводимая детандером (холодоизвлечь производительность детандера);

M — доля газа, отводимая из прямого потока на детандер;

Δi_{ad} — адиабатный перепад в детандере;

η_{ad} — адиабатный к.п.д. детандера.

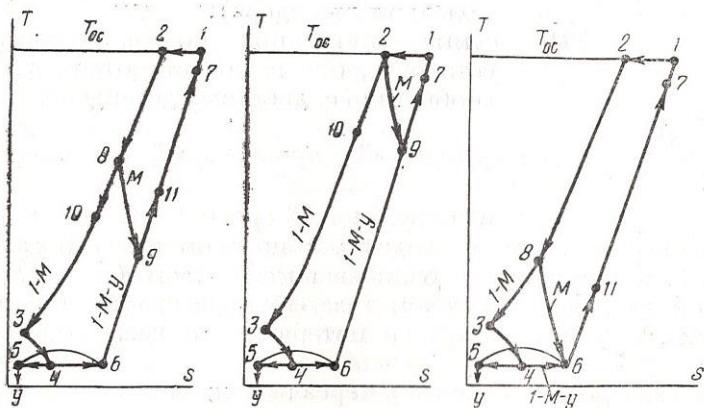
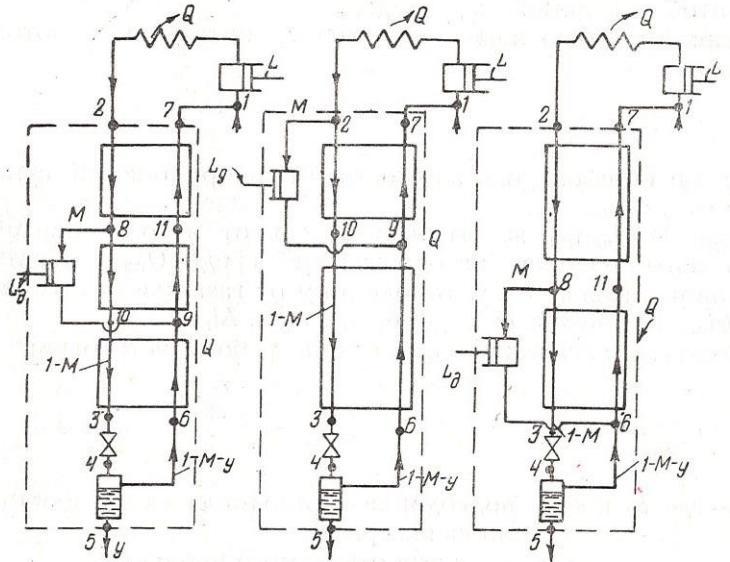


Рис. 45

Энергия к системе подводится с потоком газа в точке 2 и с потоком тепла Q_{iz} , а выводится с оживившейся частью газа y с параметрами в точке 5, с потоком газа в точке 7 и с работой, отводимой из детандера.

Выразим долю жидкости y через энталпии и потоки тепла:

$$y = \frac{\Delta i_t - \Delta i_h + M\Delta i_{ad} \cdot \eta_{ad} - Q_{iz}}{\Delta i_{cyc} - \Delta i_h}.$$

Таким образом доля жидкости y пропорциональна сумме дроссель-эффекта Δi_t и холодопроизводительности детандера $M \cdot \Delta i_{ad} \cdot \eta_{ad}$ за вычетом потерь от недорекуперации Δi_h и теплопритоков из окружающей среды Q_{iz} и обратно пропорциональна теплу, отводимому от газа для его оживления $\Delta i_{o,j}$, без потерь от недорекуперации Δi_h .

Составим эксергетический баланс работы установки:

$$e_2 = (1 - y)e_7 + ye_5 + L_{dem} + \sum D_i + \sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{uz} \cdot \tau_e),$$

где e_2 и e_7 — подводимая и отводимая из теплообменника эксергия;

e_5 — эксергия отводимого продукта;

L_{dem} — работа детандера (холодопроизводительность детандера);

$\sum D_i$ — сумма внутренних потерь эксергии в установке, она включает потери в теплообменнике, дросселе, детандере;

$\sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{uz} \cdot \tau_e)$ — суммарный приведенный теплопоток из окружающей среды.

Эксергия в систему вводится с потоком сжатого газа в точке 2, а выводится с оживившимся газом (точка 5), с работой детандера, потоком газа, выходящего из теплообменника, и уничтожается с потерями во всех элементах схемы.

Выразим долю жидкости y через эксергии:

$$y = \frac{\Delta e_p - \nabla e_h - L_{dem} - \sum D_i - \sum_{T=T_b}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{uz} \cdot \tau_e)}{\Delta e_{cyc} - \nabla e_h},$$

где Δe_p — повышение эксергии газа при его сжатии в компрессоре;

∇e_n — потеря эксергии от недорекуперации;

$\Delta e_{ож}$ — минимальная работа, которую необходимо затратить для охлаждения газа.

Таким образом, чем больше повышение эксергии в компрессоре и чем выше температура конденсации газа (чем $<\Delta e_{ож}$), тем больше величина y .

б) Методика расчета детандерных охлаждающих установок

Методика расчета детандерных охлаждающих установок так же, как и детандерных рефрижераторов, включает те же этапы (см. раздел II, п. 3д), за исключением выбора рабочего тела, так как это задается в исходных данных.

Исходные данные:

1. Количество охлажденного газа, которое необходимо получить, $G_k, \text{ кг/час.}$

2. Температура окружающей среды $T_{oc}, ^\circ\text{К}.$

3. Адиабатные к.п.д. детандеров $\eta_{ад}.$

Далее переходят к выбору рабочего давления прямого потока.

Выбор рабочего давления основан на определении максимального дроссель-эффекта при температуре на теплом конце дроссельной ступени, то есть на оптимизации параметров дроссельной ступени. Оптимизация может проводиться по двум параметрам — по доли жидкости y или по величине эксергетического к.п.д. η_e^* , максимумы которых, примерно, одинаковы.

Определив параметры дроссельной ступени, при которых y или η_e имеют максимальные значения, приступают к расчету регенеративной ступени.

Расчет регенеративной ступени охлаждающих установок производится на основе тех же термодинамических соображений, что и рефрижераторов. Уравнения тепловых балансов должны удовлетворять условию, чтобы разность температур между потоками изменялась по линейному закону (или близко к нему). Подробное описание расчета и термодинамического анализа регенеративной ступени, данное в разделе II, п. 3в, д подходит и к охлаждающим установкам, но отличие заключается лишь в том, что при одинаковом ходе изменения ΔT от T в охлаждающей установке потребуется большее число детан-

* Могут возникнуть случаи, когда максимумы y и η_e будут совпадать полностью.

деров, чем в рефрижераторной установке. Отсюда следует, что в охижителях необходимо задаваться большими значениями ΔT , чем в рефрижераторах.

Определение энергетических показателей процесса.

1. Расчет затраты работы на привод компрессора

$$L = \sum G \cdot \Delta e_p \frac{1}{\eta_{из} \cdot \eta_{эм}}, \text{ квт.}$$

2. Расчет работы, отводимой детандерами,

$$\sum_n L_{det} = \sum_1 (M_i \cdot \Delta i_{ad}^i \cdot \eta_{ad}^i), \text{ квт.}$$

3. Эффективность работы установки:
эксергетический к.п.д.

$$\eta_e = \frac{G_{жк} \cdot \Delta e_{ожк}}{L - \Sigma L_{det}};$$

4. Удельная затрата работы на получение единицы охженного продукта

$$l' = \frac{L - \Sigma L_{det}}{G_{жк}}, \text{ квт/кг жидкости.}$$

Далее приступают к конструктивному расчету элементов схемы.

В охижительных установках часто применяются схемы, в которых охлаждение прямого потока производится посредством охженных азота (и водорода — в гелиевых охижителях) в сочетании с детандером на нижней ступени. Методика расчета таких охижителей не отличается от описанной выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е. Я., Бродянский В. М., Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения, Изд-во «Энергия», 1968.
2. Техника низких температур, под ред. Микулина Е. И. и Марфениной И. В., Изд-во «Энергия», 1964.
3. Грачев А. Б., Расчет низкотемпературных установок, МЭИ, 1972.
4. Шаргут Я., Петеля Р., Эксергия, Изд-во «Энергия», 1968.
5. Вопросы термодинамического анализа, Сб. переводов статей под ред. Бродянского В. М., Изд-во «Мир», 1965.
6. Бродянский В. М., Эксергетический метод термодинамического анализа и его приложения в технике низких температур, Докторская диссертация, МЭИ, 1967.
7. Эксергия и энергия, Сб. переводов статей под ред. Бродянского В. М., Изд-во «Мир», 1969.
8. Pictet R., CR, 1214, 1877.
9. Kammerling-Oppen H., Comm. of Leiden., Suppl. 18, 21, 25, 45.
10. Keesom W. H., Comm. of Leiden, Suppl., 76 A.
11. Клименко А. П., Получение этилена из нефти и газа, Гостоптехиздат, 1962.
12. Rietdijk J. A., Annexe 1966—Sau Bulletin de I.I.F., p. 214.
13. Доклады научно-технической конференции по итогам научно-исследовательских работ за 1966—1967 гг. подсекция ТЭПП, МЭИ, 1967.
14. Микулин Е. И., Криогенная техника, Изд-во «Машиностроение», 1969.
15. Доклады научно-технической конференции по итогам научно-исследовательских работ за 1968—1969 гг., подсекция ПТКС, МЭИ, 1969.
16. Капица П. Л., ЖТФ, 29, № 4, 1959, 427—432.
17. Кузьменко И. Ф., Известия вузов СССР «Энергетика», № 9, 1964, 95—99.
18. Chelton D. B., Mann D. B., Birmingham B. W., Prob. Low. Temper. Plus. and Thermodynam., Oxford—London—New—York—Paris, Pergamon Press, v. 2, 1962, p. 73—81.
19. Бродянский В. М., Известия вузов СССР «Энергетика», № 4, 1961.
20. Бродянский В. М., Грачев А. Б., Худзинский В. М., Авт. свид. СССР № 203030, кл. 17а МПК Г-25в. Бюллетень изобретений № 23, 13.XI—1967.
21. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения под ред. Малкова М. П. и др., Изд-во «Энергия», 1972.
22. Grassmann R., Корр. J., Kältetechnik, 9, № 10, 1957, 306—308.
23. Данилов И. Б., Автореферат докторской диссертации «Детандерные охлажители гелия», ИФП АН СССР, 1964.
24. Bolstad M. M., ASHRAE Journal, № 12, 1965, 29—32.
25. Dean J. W., Mann D. B., NBS. Technical Note, № 227, 1965.

26. Mühlenhaupt R. C., Strobridge T. R., NBS. Technical Note, № 354, 1967.
27. Вопросы глубокого охлаждения, Сб. статей под ред. Малкова М. П., Изд-во Иностр. лит., 1961.
28. Новые направления криогенной техники, перевод под ред. Малкова М. П., Изд-во «Мир», 1966.
29. Вукалович М. П., Новиков И. И., Техническая термодинамика, Изд-во «Энергия», 1968.
30. Кириллин В. А., Шейндин А. Е., Термодинамика растворов, Госэнергоиздат, 1956.
31. Андрющенко А. И., Основы технической термодинамики реальных процессов, Изд-во «Высшая школа», 1967.
32. Фастовский В. Г., Петровский Ю. В., Ровинский А. Е., Криогенная техника, изд-во «Энергия», 1967.
33. Скотт Р. Б., Техника низких температур, Изд-во Иностр. лит., 1961.
34. Бродянский В. М. и др., Химическое и нефтяное машиностроение, № 12, 1971, 16—18.
35. Бродянский В. М., Меэрзон Ф. И., Производство кислорода, Металлургиздат, 1970.
36. Бродянский В. М., Эксергетический метод термодинамического анализа, Изд-во «Энергия», 1972.
37. Сутырина Т. М., «Холодильная техника», 1961, № 2.
-

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение.	4
Список условных обозначений	4
Раздел I. Основные понятия и определения	
1. Криогенные рефрижераторы и охладители газов	5
2. Понятия «холод», «охлаждение» и «холодопроизводительность»	5
3. Свойства приведенной холодопроизводительности	7
4. Расчет приведенной холодопроизводительности для различных типов криогенных установок	8
5. К. п. д. и предъявляемые к нему требования	11
Раздел II. Рефрижераторы	
1. Рефрижераторы, работающие по циклу Линде	13
а) Схема, энергетический и эксергетический балансы	13
б) Пути увеличения холодопроизводительности	16
в) Оценка эффективности работы установки	17
г) Распределение подводимой эксергии по элементам схемы	18
д) Методика расчета дроссельных циклов	21
2. Каскадные рефрижераторные процессы	24
а) Многопоточные каскадные процессы	24
б) Однопоточный каскадный рефрижераторный процесс	30
в) Дроссельный процесс с эжектором	31
3. Детандерные рефрижераторные установки	33
а) Схема, энергетический и эксергетический балансы	33
б) Некоторые данные о хладоагентах, применяемых в криогенных системах	37
в) Термодинамический анализ детандерных рефрижераторных циклов с дросселированием	39
г) Распределение потерь эксергии по элементам детандерной рефрижераторной установки	47
д) Методика расчета рефрижераторных детандерных циклов	48
4. Газовые рефрижераторные установки	53
а) Схема, энергетический и эксергетический балансы	53
б) Пути увеличения эффективности газовой ступени	55
в) Методика расчета газовой рефрижераторной установки	57
г) Установка с неадиабатным детандером	61
Раздел III. Охладители	
1. Идеальные процессы охлаждения газов	63
2. Охлаждение газов по способу Линде	66
а) Схема, энергетический и эксергетический балансы	66
б) Оценка эффективности процесса охлаждения по Линде. Пути увеличения эффективности	71
	85

	Стр.
в) Распределение потерь эксергии по элементам схемы	72
г) Методика расчета охижителей Линде	74
3. Каскадные охижительные установки	75
а) Многопоточные каскадные схемы охижения	75
б) Однопоточная каскадная схема охижения	76
4. Детандерные охижительные установки	77
а) Схема, энергетический и эксергетический балансы	77
б) Методика расчета детандерных охижителей	81
Литература	83