

621.5  
Б 869

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

М. Ю. БОЯРСКИЙ, В. М. БРОДЯНСКИЙ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СХЕМ  
КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК  
РЕФРИЖЕРАТОРЫ С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ  
ПОТОКАМИ



Москва

1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

М.Ю.БОЯРСКИЙ, В.М.БРОДИНСКИЙ

Утверждено  
Учебно-методическим управлением МЭИ  
в качестве учебного пособия  
для студентов

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СХЕМ КРИОГЕННЫХ  
УСТАНОВОК

(РЕФРИЖЕРАТОРЫ С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ)

Редактор А.Б.ГРАЧЕВ

Москва

1977



## В В Е Д Е Н И Е

Учебное пособие "Методика расчета схем криогенных установок (рефрижераторы с нестационарными потоками)" представляет собой вторую часть пособия по курсу лекций "Рефрижераторы и ожижители". Этот курс прочитан авторами в 1973-1975 годах для студентов У курса специальности 0529 факультета Промышленной теплоэнергетики МЭИ.

Криорефрижераторы могут быть разделены на два под-класса - со стационарными и с нестационарными потоками. Последний включает газовые криогенные машины, которые имеют множество модификаций, различающихся как характером процессов, так и конструктивным оформлением. В опубликованной литературе содержится довольно обширный материал по анализу процессов и опыту конструирования таких машин. Однако такой материал относится, как правило, к некоторым частным случаям, т.е. к той или иной модификации машин. Это весьма затрудняет изучение таких рефрижераторов.

В пособии сделана попытка обобщенного анализа процессов в рефрижераторах с нестационарными потоками на основе структурной схемы рефрижераторов и систематизации процессов в основных элементах.

В первой части пособия сформулированы условия работоспособности и принципы построения структурных схем рефрижераторов, а также показаны способы реализации основных процессов.

Во второй части даны основы обобщенной методики расчета наиболее распространенных газовых криогенных машин. Такая методика позволяет еще на стадии проектирования оценить холодопроизводительность и ожидаемый КПД машины.

Из-за ограниченного объема пособия авторы не имели возможности провести детальный анализ процессов и конструктивных особенностей различных модификаций. Однако эти вопросы, как уже отмечалось, довольно подробно изложены в опубликованных работах, которые указаны при изложении материала.

Лекции рассчитаны на студентов старших курсов и аспирантов криогенных и промтеплоэнергетических специальностей (спец.0579, 0529, 0308, и 0560), а также на инженеров, связанных по работе с техникой низких температур.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ <sup>x)</sup>

$P_m$	-	давление прямого потока
$P_n$	-	давление обратного потока
$T_{oc}$	-	температура окружающей среды
$T_o$	-	температура объекта охлаждения
$E$	-	эксергия
$W$	-	работа
$N$	-	мощность
$\Sigma$	-	энергия
$Q$	-	тепло
$Q$	-	тепловой поток
$t$	-	время
$C_p$	-	удельная изобарная теплоемкость
$C_v$	-	удельная изохорная теплоемкость
$M$	-	масса
$R$	-	универсальная газовая постоянная
$h$	-	энтальпия
$i$	-	удельная энтальпия
$V$	-	объем
$v$	-	удельный объем
$G$	-	массовый расход
$\rho$	-	плотность

---

x) Обозначения остальных величин указаны в тексте.



## РАЗДЕЛ I

### СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ РЕФРИЖЕРАТОРОВ С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ

#### I. Обобщенная структурная схема рефрижератора

Обычно выделяют три класса криогенных установок по назначению:

рефрижераторы, предназначенные для охлаждения и криостатирования объектов; ожижители для конденсирования<sup>+)</sup> газа, подводимого в установку при температуре окружающей среды; газоразделительные установки.

Характерные особенности каждого из трех перечисленных классов криогенных установок могут быть выделены на основе учета специфики подводимой и отводимой энергии. Преобразование энергии в установке точно соответствует назначению установки. Схему преобразования энергии удобно выразить через эксергетические величины.

Рефрижераторы (класс  $R$ ) - установки, предназначенные для охлаждения и криостатирования объекта при температуре  $T_0 \leq 120\text{K}$  [1]. Охлаждение объекта может сопровождаться понижением температуры, либо проходить при постоянной температуре. Для рефрижераторов характерно преобразование подведенной эксергии  $E^+$  в эксергию теплового потока  $E_g$  при температуре  $T \leq 120\text{K}$ ; схематически это можно показать так:  $E^+ \rightarrow E_g$ .

Ожижители (класс  $L$ ) - установки, предназначенные для охлаждения потока рабочего тела, подводимого в установку при  $T \geq 120\text{K}$  (как правило при  $T_{0c}$ ), с выдачей его потребителю в конденсированном виде. Схема трансформации энергии может быть записана в виде:  $E^+ \rightarrow E_L$ .

<sup>+) Конденсирование - переход в жидкое, твердое или двухфазное состояние.</sup>

Таким образом, в отличие от установок класса  $R$  оживители выдают продукт в виде потока вещества с пониженной энтропией и повышенной эксергией  $E_L$ .

По поводу установок класса  $L$  необходимо сделать два замечания.

Во-первых, поскольку для конденсации вещества необходимо отводить от него тепло, оживитель должен включать рефрижераторную часть (в большинстве случаев работающую полностью или частично на охлаждаемом веществе). Однако, в отличие от установок класса  $R$ , в оживителях входящий туда составной частью рефрижератор отводит тепло во всем интервале температур от окружающей среды до конечной.

Во-вторых, термин "оживитель" полностью не отражает соответствующего понятия, поскольку продукт может выдаваться в любом конденсированном виде, а не только в виде жидкости.

Газоразделительные установки (класс  $D$ ) предназначены для низкотемпературного (при  $T \leq 120K$ ) разделения газовых смесей с получением газообразных продуктов заданной концентрации. В таких установках подведенная эксергия  $E^+$  трансформируется в сумму нулевых эксергий  $\sum E_d$  продуктов разделения. Схематично этот процесс изображается так:  $E^+ \rightarrow \sum E_d$ .

Следует отметить, что газоразделительные установки, как и оживители, включают составной частью рефрижератор, который может быть автономным или составлять единое целое с частью системы, где непосредственно происходит низкотемпературное разделение. В первом случае это будет система с внешним рефрижераторным циклом, а во втором - с внутренним.

Классификация криогенных установок по назначению показана на рис. 1. Комбинированные, многоцелевые криогенные системы получают сочетанием установок классов  $R$ ,  $L$ ,  $D$ . Например, рефрижераторы-оживители образуют класс  $RL$ , а разделительные установки с выходом жидких продуктов -  $DL$ .

Действие криорефрижератора и, следовательно, любой

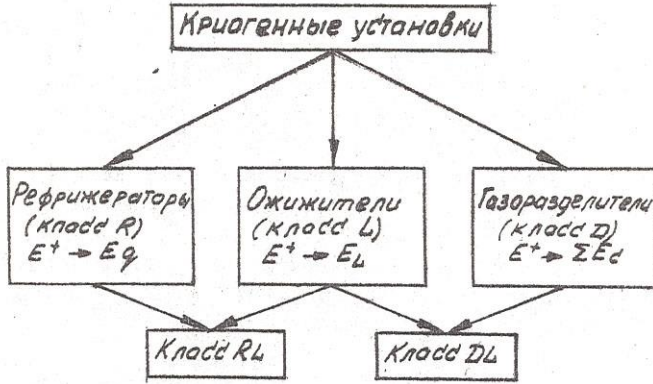


Рис. 1

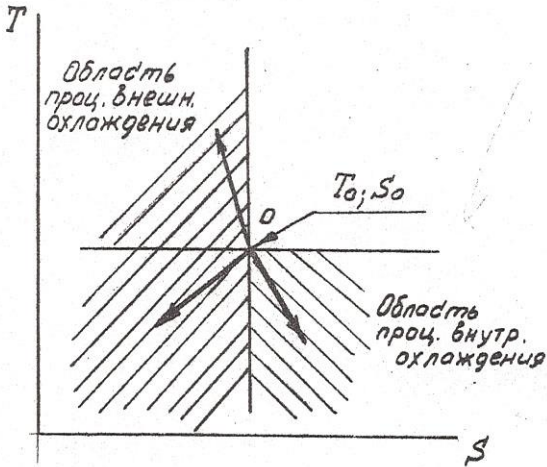


Рис. 2



криогенной установки, включающей его, обязательно основано на сочетании процессов внешнего и внутреннего охлаждения.

Процессы внешнего охлаждения связаны с отводом тепла, поэтому они проходят с уменьшением энтропии -  $S$ , термической координаты состояния тела [2] .

Эти процессы могут сопровождаться как понижением температуры  $T$  , если внутренние тепловыделения тела  $Q_T$  меньше, чем отводимое тепло  $Q_O$  , так и повышением  $T$  при  $Q_T > Q_O$  . Процессы внешнего охлаждения могут проходить и при  $T=idem$  , например, при изотермическом сжатии, когда тело испытывает как тепловое, так и деформационное воздействие.

В частном случае, когда внешний теплоприток, например, через теплоизоляцию, равен внешнему отводу тепла  $Q_O$  и тело не испытывает других, кроме теплового, взаимодействий, термические параметры  $T$  и  $S$  в процессе внешнего охлаждения могут оставаться неизменными. Такой процесс называется термостатированием, а если он проходит при  $T \approx 120 \text{ K}$  - криостатированием.

Таким образом, процессы внешнего охлаждения в  $T-S$  координатах (рис. 2) должны лежать левее линии  $s=idem$  или, в частном случае - криостатирование, должны отображаться точкой с координатой  $T_0$  и  $S_0$  .

Процессы внешнего охлаждения могут быть реализованы только посредством какого-то устройства, которое включает процесс внутреннего охлаждения.

Процессы внутреннего охлаждения проходят с понижением температуры и могут быть реализованы как в адиабатных условиях:  $\delta q = 0$ ,  $s=idem$  , так и сопровождаться подводом тепла, при этом энтропия должна увеличиваться. Если процесс внутреннего охлаждения сопровождается подводом тепла  $\delta Q > 0$ , то при прочих равных условиях понижение температуры будет меньше, чем для процесса при  $s-idem$ . В пределе внутреннее охлаждение может проходить по линии  $T=idem$ . Процессы внутреннего охлаждения, кроме теплового

воздействия на рабочее тело, обязательно сопровождаются воздействиями другого рода, например, деформационным или электромагнитным. При этом должна изменяться обобщенная сила [2, 3], вызывающая то или иное (кроме теплового) воздействие на систему.

Например, для термодформационной системы процессы внутреннего охлаждения неизбежно связаны с уменьшением давления  $p$ , величина которого со знаком минус представляет собой обобщенную силу для деформационного воздействия [2].

Таким образом, процессы внутреннего охлаждения в  $T$ - $s$  координатах (рис. 2) должны лежать в области, находящейся правее изэнтропы  $s = idem$  и ниже изотермы  $T = idem$ , которые проведены через точку  $-O$ , начала процесса. Для термодформационной системы процессы внутреннего охлаждения обязательно сопровождаются уменьшением давления и увеличением удельного объема. Поскольку процессы внутреннего охлаждения сопровождаются понижением давления, то для непрерывного функционирования системы необходим другой процесс - сжатие, в котором давление  $p$  рабочего тела должно увеличиваться.

Итак, действие криогенных холодопроизводящих систем основано на сочетании процессов внутреннего и внешнего охлаждения, а также сжатия рабочего тела.

Проводя анализ процессов в криогенной системе, можно выделить ее основные элементы, различающиеся функциональными назначениями, и составить структурную схему системы, отражающую их взаимодействие. Такой анализ показал, что рефрижераторы, оживители и газоразделительные установки в общем случае имеют одну структурную схему [4], включающую четыре ступени: одну - "теплую", работающую при температуре выше окружающей среды - ступень подготовки рабочего тела - СПТ; три - "холодные" - криоблок, включающий ступень предварительного охлаждения СПО, ступень окончательного охлаждения СОО и ступень реализации эффекта охлаждения СРО.



Рассмотрим процессы в каждой ступени и взаимодействие ступеней применительно к рефрижератору.

Ступень подготовки рабочего тела (СПТ) в частном случае, представляет собой компрессор<sup>+)</sup> , где происходит сжатие от давления  $p_n$  до  $p_m$ , вследствие подвода эксергии, например в виде работы  $W$ . При этом тепло, выделившееся при сжатии отводится в окружающую среду. Таким образом в СПТ подведенная эксергия  $E^+$  трансформируется в эксергию потока  $E_p$  с относительно высоким давлением:  $E^+ \rightarrow E_p$ .

В ступени предварительного охлаждения (СПО) происходит охлаждение сжатого потока от  $T_{oc}$  до температур, близких к температуре  $T_o$  охлаждаемого объекта. В СПО происходит увеличение термической составляющей эксергии  $E_T$  прямого, сжатого до  $p_m$ , потока вследствие его внешнего охлаждения обратным потоком. Иногда в СПО применяют дополнительное внутреннее охлаждение, например, в детандере.

Наличие СПО обусловлено тем, что в отличие от большинства холодильных установок, работающих при  $T > 120$  К, в криогенных рефрижераторах невозможно или нецелесообразно получать  $T \leq 120$  К, применяя только внутреннее охлаждение, начиная процесс с  $T_{oc}$ .

В связи с этим температура прямого потока на выходе из СПО должна быть такой, чтобы в последующем процессе внутреннего охлаждения достигалась заданная температура  $T_o$ .

В ступени окончательного охлаждения -(СО) происходит дальнейшее увеличение термической составляющей эксергии при расширении потока в процессе внутреннего охлаждения, например, в детандере или дросселе. При этом уменьшается составляющая эксергии  $E_p$ :  $E_p \rightarrow E_T$ .

Ступень реализации эффекта охлаждения (СРО) в рефрижераторе представляет собой теплообменник, в котором подводится тепло  $Q_o$  к рабочему телу от охлаждаемого объекта.

+) Как показано ниже, в общем случае СПТ кроме компрессора может включать и другие элементы.



При этом уменьшается термическая составляющая эксергии рабочего тела, вследствие подвода тепла  $Q_0$ , т.е. от системы отводится эксергия в виде эксергетической холодопроизводительности [5]

$$E_g = Q_0 \cdot \tau_e, \quad (1)$$

где  $\tau_e = 1 - \frac{T_{0c}}{T_0}$  - эксергетическая температурная функция.

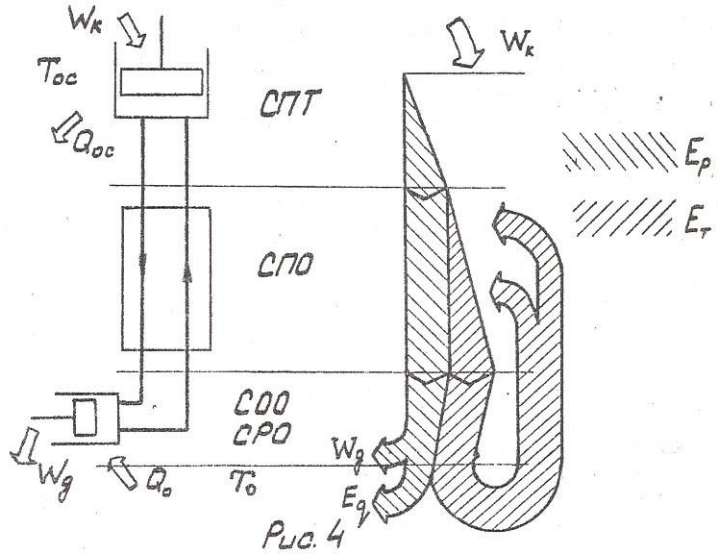
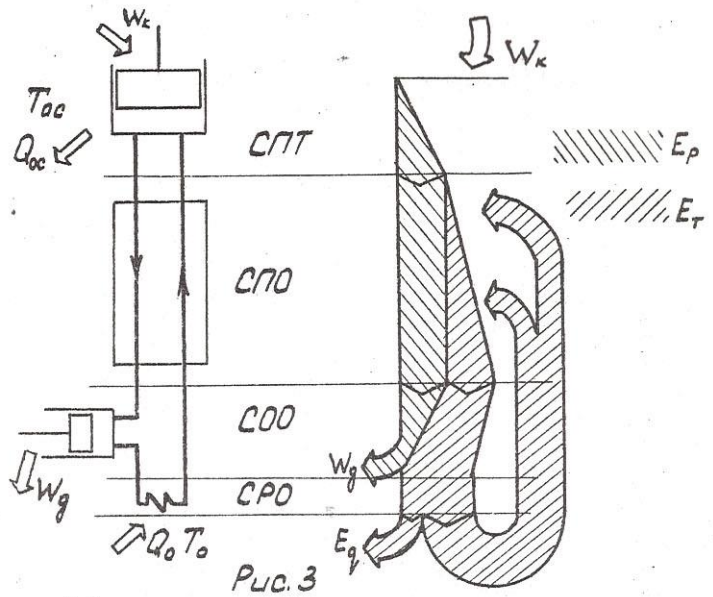
Схема трансформации эксергии для одного из возможных рефрижераторов с идеальным циклом и его принципиальная схема показаны на рис. 3. При этом принято, что рефрижератор включает изотермический компрессор - СПТ, регенеративный теплообменник - СПО, адиабатный детандер - СОО и теплообменник нагрузки - СРО. Ширина заштрихованной полосы пропорциональна соответствующей составляющей  $E_r$  или  $E_p$  эксергии потока рабочего тела.

Иногда СРО и СОО могут быть объединены в одну ступень, в которой тепло  $Q_0$  подводится непосредственно в процессе внутреннего охлаждения. Примером может служить неадиабатный поршневой детандер, где процесс расширения рабочего тела в пределе может проходить по изотерме. Принципиальная схема рефрижератора с такой ступенью и изменение потоков эксергии в ступенях показаны на рис. 4.

Взаимосвязь ступеней рефрижератора состоит в том, что они обмениваются потоками рабочего тела с заданными параметрами на входе и выходе для смежных ступеней. По характеру этой связи можно выделить два типа рефрижераторов.

В рефрижераторах со стационарными потоками параметры потока неизменны по времени. Для нормальной работы каждой из ступеней необходимо только, чтобы на входе были обеспечены заданные параметры потока. Каким способом это сделано, не имеет принципиального значения для процессов, проходящих в ступени.

В рефрижераторах с нестационарными потоками в местах связи ступеней параметры потоков циклически изменяются



по времени, что обусловлено принципиальными особенностями таких рефрижераторов.

Во-первых, в них отдельные ступени частично-СПО, СОО и СРО-или полностью - СПТ, СПО, СОО и СРО-объединены в один рабочий объем так, что сжатие или расширение рабочего тела происходит одновременно во всех ступенях рефрижератора. Во-вторых, для сжатия и расширения рабочего тела применяются механизмы, элементы которых совершают возвратно-поступательное движение. Это обуславливает периодичность процессов и, как следствие, нестационарность во времени (циклическое изменение) параметров потоков на входе и выходе из ступеней; при этом нестационарность принципиально обусловлена термодинамическими особенностями рабочего процесса машины.

В ряде случаев, и в рефрижераторах со стационарными потоками особенности рабочего процесса в отдельных ступенях способны вызвать некоторую нестационарность потоков. Например, периодическая нестационарность может быть вызвана переключением регенераторов. Точно так же периодическую нестационарность способны вызвать поршневые компрессоры и детандеры. Однако во всех этих случаях замена таких частных нестационарных процессов на стационарные не приводит к изменениям в работе установки, поэтому такой нестационарностью можно пренебречь при анализе работы установок, считая процесс квазистационарным.

Итак, с точки зрения одного из основных признаков-стационарности или нестационарности процесса - можно выделить в классе рефрижераторов  $R$  два подкласса: со стационарными потоками  $R_S$  и с нестационарными потоками  $R_N$ .

Принципиальная схема  $R_N$  рефрижератора, включающего те же элементы, что и  $R_S$  рефрижератор, соответствующий рис. 4, показана на рис. 5. В таком рефрижераторе все четыре ступени объединены в один рабочий объем. При этом устранены распределительные устройства-клапаны, разделяющие ступени в  $R_S$  рефрижераторе.



Кроме того, цикличность процессов позволяет применить в СПО один теплообменник регенеративного типа [8]. В отличие от этого в  $R_s$  рефрижераторах применяются либо теплообменник рекуперативного типа [7], либо два теплообменника регенеративного типа, которые переключаются посредством клапанов [6].

Такое решение, упрощая конструктивную схему рефрижератора и делая его компактным, позволяет также существенно уменьшить некоторые технические [5] потери в цикле:

1) потери от необратимости теплообмена в СПО, что обусловлено высоким тепловым КПД регенераторов, достигающим величин 0,99 [8];

2) потери от гидравлического сопротивления газового тракта, поскольку устранены клапаны, а сопротивление регенератора невелико;

3) потери вследствие теплопритоков через изоляцию, что обусловлено уменьшением поверхности изоляции.

Все это позволяет создать системы с высокими энергетическими и эксплуатационными характеристиками.

В подкласс рефрижераторов с нестационарными потоками входят газовые криогенные машины (ГКМ) рефрижераторы, в которых рабочее тело находится всегда в газообразном состоянии. В отечественной литературе их чаще всего называют не совсем точно—"газовыми холодильными машинами"

[7, 9, 10]. Сюда относятся машины, работающие по циклам Стирлинга, Гиффорда-Макмагона, Вюлемье, системы с пульсационной трубкой и ряд других типов. Однако в последнее время разрабатываются  $R_n$  рефрижераторы, работающие по обратному циклу Стирлинга, не только с газообразным рабочим телом, но и с двухфазными потоками [11]. Поэтому подкласс  $R_n$  рефрижераторов—более широкое понятие, чем газовые криогенные машины.

## 2. Условия работоспособности рефрижераторов с нестационарными потоками

Как уже отмечалось, для работы  $R_n$  и  $R_s$  рефрижераторов необходимо сочетание процессов сжатия рабочего тела и внутреннего охлаждения, которое сопровождается расширением рабочего тела. При этом сжатие должно производиться при  $T_{oc}$  с отводом тепла в окружающую среду, а расширение - при  $T_o$  с подводом тепла от охлаждаемого объекта.

Принципиальная особенность  $R_n$  рефрижераторов состоит в том, что сжатие и расширение производится одновременно во всех ступенях. В связи с этим для нормальной работы необходимо не только согласовать параметры потоков на входе в каждую ступень, такие, как давление  $p$ , температура  $T$ , массовый расход  $G$ , но и строго согласовать работу СПТ и СОО.

Рассмотрим это, например, для рефрижератора, показанного на рис. 5, который включает изотермические компрессор в СПТ и детандер в СОО и СРО.

В такой системе для сжатия необходимо, чтобы суммарный объем системы уменьшился, для расширения - увеличился. Это можно достигнуть как перемещением поршня 1, находящегося в СПТ, так и поршня 2, находящегося в СОО, или одновременным их перемещением. В отличие от этого в аналогичном  $R_s$  рефрижераторе (рис. 4) сжатие рабочего тела может быть произведено только посредством поршня СПТ, а расширение - поршнем СОО.

Предположим, что при движении поршня 1 вниз происходит изотермическое сжатие рабочего тела во всех ступенях рефрижератора. При этом в СПТ выделяется тепло  $Q_c$ , численно равное работе  $\Delta_c$  сжатия [12]:

$$Q_c = W_c = MR T \ln \varepsilon, \quad (2)$$

где  $M$  - масса рабочего тела;  $R$  - газовая постоянная,  $T$  - температура, при которой происходит

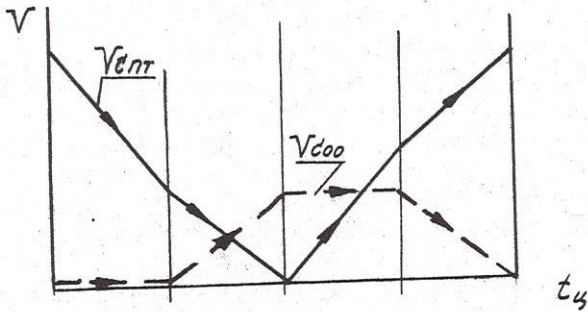
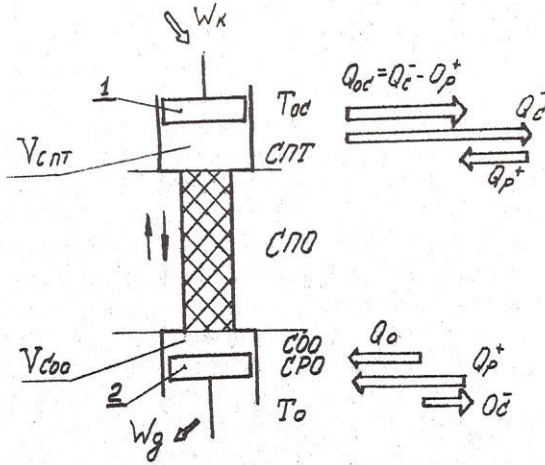


Рис. 5



сжатие;  $\varepsilon = \frac{p_m}{p_n}$  - степень повышения давления.

Для определения тепла, выделившегося в других ступенях, необходимо в уравнение ( 2 ) подставить соответствующие значения  $M$  и  $T$ .

Если часть рабочего тела сжимается в СОО, то необходимо отвести тепло  $Q_c$ , которое уменьшает холодопроизводительность. Для того, чтобы уменьшить  $Q_c$  в этой ступени, поршень 2 должен находиться в процессе сжатия в верхней мертвой точке. При этом масса газа, находящегося в СОО, и, соответственно,  $Q_c$  будут минимальны. Таким образом, рабочее тело будет сжиматься в СИП, а тепло сжатия отводиться в окружающую среду.

Расширение можно провести, передвигая поршень I вверх, при этом в изотермическом процессе к рабочему телу должно подводиться тепло  $Q_p$ , которое также можно определить по уравнению ( 2 ).

В этом случае вместо  $\varepsilon_c = \frac{p_m}{p_n} > 1$  следует подставить  $\varepsilon = \frac{p_n}{p_m} < 1$ , что приведет к изменению знака  $Q$ .

Для того, чтобы обеспечить максимальное значение  $Q_p$  в СОО, сжатый предварительно в СИП газ необходимо перетолкнуть в СОО, перемещая одновременно поршни I и 2 вниз. Тогда в процессе расширения масса газа, находящаяся в СОО будет максимальной, соответственно  $Q_p \rightarrow \max$ .

При чередовании процессов сжатия и расширения тепло, подведенное в СОО или отведенное в СИП интегрально за один цикл, можно определить как алгебраическую сумму  $Q_c$  - тепла, выделившегося при сжатии, и  $Q_p$  - тепла, поглощенного рабочим телом при расширении ( рис. 5 ).

Например, для СОО тепло  $Q_o$ , подведенное за один цикл, можно определить как

$$Q_o = Q_p - Q_c = (M_o - M_c) RT_o \ln \frac{p_m}{p_n}, \quad (3)$$

где  $M$  - масса газа, находящаяся в СОО в соответствующем процессе. При этом поршни I и 2 должны перемещаться

в соответствии с циклограммой, приведенной на рис. 5, где по оси абсцисс отложено время цикла  $t_c$ , а по оси ординат для полостей СПГ и СОО - объемы  $V$ , которым пропорциональна масса газа, находящаяся в этих полостях.

Таким образом, рассмотренный частный случай работы  $R_n$  рефрижератора иллюстрирует общие условия работоспособности  $R_n$  рефрижераторов всех типов, которые сводятся к двум положениям.

1. Необходимо создать деформационным или термическим методами пульсацию давления в рабочем объеме.

2. Процессы в СПГ и СОО должны быть согласованы так, чтобы сжатие рабочего тела производилось преимущественно в СПГ с отводом тепла в окружающую среду, а расширение - в СОО с подводом тепла от охлаждаемого объекта.

Первое условие работоспособности  $R_n$  рефрижераторов может быть выполнено любым известным способом, некоторые из которых рассматриваются в следующем параграфе.

Раскрытие второго условия может быть произведено на основе анализа энергетического баланса, т.е. по первому началу термодинамики для СОО (рис.6). Степень окончательного охлаждения  $R_n$  рефрижератора можно рассматривать как открытую термо-деформационную систему, границы которой на рис. 6 обозначены штриховой линией. Особенность этой системы состоит в том, что кроме теплового и деформационного (обмен работой) взаимодействий в нее может поступать энергия с потоком рабочего тела из других термодинамических систем, например, из СПО. В этом случае рефрижератор рассматривается как сложная термодинамическая система, состоящая из нескольких подсистем, каждая из которых представляет соответствующую ступень рефрижератора.

Энергетический баланс любой системы можно записать в виде

$$\sum \dot{Q} = \Delta U, \quad (4)$$

где  $\Delta U$  - изменение внутренней энергии системы;  
 $\sum \Xi$  - алгебраическая сумма потоков энергии.

Для замкнутой термодинамической системы при  $M = idem$   
 для элементарного отрезка времени это уравнение  
 имеет вид

$$\delta Q + \delta W = dU \quad (5a)$$

или

$$\delta Q - p dV = c_v M dT. \quad (5b)$$

Для разомкнутой системы необходимо учесть энергию, вноси-  
 мую с потоком рабочего тела [13], которая может быть  
 выражена через энтальпию  $dJ = i' dM'$ . Кроме того, из-  
 менение внутренней энергии должно определяться с учетом  
 переменной массы  $dU = c_v M dT + c_v' T dM$ . С учетом это-  
 го запишем

$$\delta Q = c_v' T dM + c_v M dT + p dV - i' dM', \quad (6)$$

где  $M$  - масса газа в системе;  
 $dM'$  - элементарная масса, вошедшая в систему.

Тепло  $Q_0$ , подводенное в СОО, можно определить,  
 интегрируя уравнение (6) за цикл. Если предположить,  
 что процессы в СОО проходят изотермически при  $T_0 = idem$ ,  
 что характерно для идеального цикла, то  $\oint c_v M dT = 0$  и  
 $\oint c_v' T dM = 0$  <sup>+)</sup> , тогда

$$Q_0 = \oint p dV_0 - \oint i' dM' \quad (7)$$

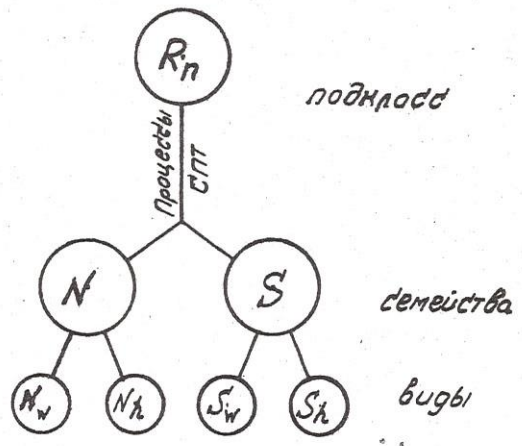
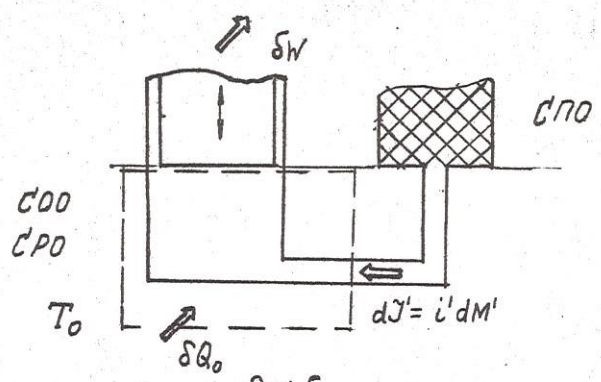
Для того чтобы интегрально за цикл тепло подводи-  
 лось в СОО, необходимо выполнение условия:

$$Q_0 = \oint p dV_0 - \oint i' dM' > 0 \quad (8)$$

При интегрировании уравнения (8) необходимо учесть,  
 что на одних отрезках цикла газ входит в СОО  $dM' = dM$ ,  
 на других - выходит:  $dM' = -dM$ , причем за цикл  $\Delta M' = -\Delta M$ .

+) Здесь введено обозначение  $\oint$ , которое соответствует  
 интегралу за цикл.





Обозначив среднеинтегральное значение энтальпии входящего газа через  $\bar{i}'$ , а выходящего  $\bar{i}''$ , условие (8) можно записать в виде

$$Q_0 = \oint p dV_0 - (\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M' > 0. \quad (9)$$

В том случае, когда к СОО подходит не одна, а несколько коммуникаций, связывающих ее с другими ступенями, число которых обозначим  $n \geq 1$ , условие работоспособности  $R_n$  рефрижератора запишем в виде

$$Q_0 = \oint p dV_0 - \sum_{j=1}^{j=n} [(\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M']_j > 0. \quad (10)$$

Таким образом, если в  $R_n$  рефрижераторе каким-либо способом создана пульсация давления, то СОО будет вырабатывать холод только в том случае, когда правая часть уравнения (10) положительна. Выполнение основных условий работоспособности  $R_n$  рефрижераторов производится самыми разнообразными способами, различающимися как характером термодинамических процессов, так и конструктивным оформлением применяемых устройств.

Для того, чтобы разобраться в этом многообразии инженерных решений, целесообразно провести анализ основных процессов и их систематизацию. При этом для каждой из ступеней можно выделить семейства и виды на основе наиболее характерных процессов. Затем можно выделить семейства и виды рефрижераторов, сочетая соответствующие признаки для ступеней. На основе этого можно разработать основы построения принципиальных схем  $R_n$  рефрижераторов и дать обобщенные методики их расчета и анализа.

### 3. Анализ процессов в ступени подготовки рабочего тела

В этой ступени, представляющей в частном случае компрессор, подводится эксергия, необходимая для работы рефрижератора, которая используется для увеличения давления  $p$  потока рабочего тела. Затем поток высокого давления направляется в криоблок, включающий СПО, СОО и СРО, где вырабаты-

вается холод. С точки зрения трансформации энергии в СПТ можно выделить два семейства рефрижераторов:

- с подводом эксергии к стационарному потоку рабочего тела, обозначим это семейство буквой " S ";

- с подводом эксергии к нестационарному потоку рабочего тела, это семейство обозначим " N ".

Это весьма важный признак, поскольку ему однозначно соответствует другой - степень объединения ступеней рефрижератора в один рабочий объем, т.е. этим определяется и конструктивная схема машины.

В машинах семейства " S " СПТ автономна, а в один рабочий объем объединены только СПО, СОО и СРО, которые отделены от СПТ распределительным устройством, например, клапанами, как в машине Гиффорда-Макмагона [6,7].

В машинах семейства " N " СПТ присоединена к кривообу, так что все ступени рефрижератора органически связаны и процессы в них должны быть строго согласованы.

В обоих случаях повышение давления рабочего тела в СПТ производится вследствие подвода эксергии либо в форме работы  $W$ , либо в форме тепла  $Q_B$  относительно высокого потенциала. По этому признаку можно выделить виды СПТ:

- электромеханическая, которую обозначим индексом " w ";

- теплоиспользующая - индекс " h ".

Схемы трансформации эксергии в СПТ можно записать для вида " w ":  $W \rightarrow E_p$ , для вида " h ":  $E_{f_0} \rightarrow E_p$ .

Систематизация процессов в СПТ  $R_n$  рефрижераторов показана на рис. 7.

Один и тот же процесс в СПТ может быть реализован несколькими способами. Например, для вида w может быть использован поршневой или мембранный компрессор. Тем не менее принцип действия этого вида СПТ, который определяется характером действия этого вида СПТ, который определяется характером процесса, а не конструктивным оформлением, в обоих случаях будет одинаковым.

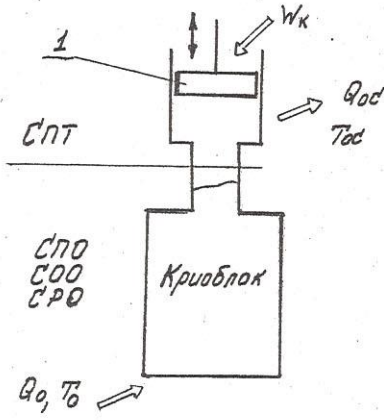


Для  $R_n$  рефрижераторов, имеющих СПТ вида "W" чаще всего применяется поршневой компрессор - рис. 8, который присоединен к криоблоку - для семейства "N" - рис. 8а или отделен от него - для семейства "S" - рис. 8б.

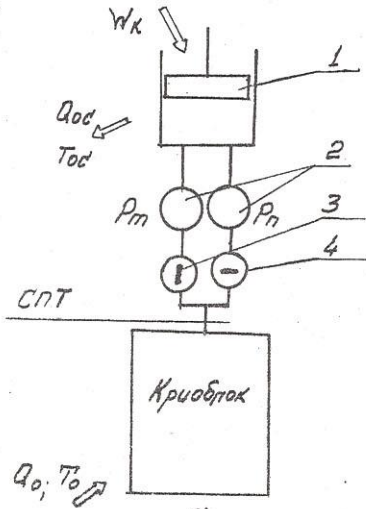
В первом случае - для семейства N - при возвратно-поступательном движении поршня в рабочем объеме машины происходит пульсация давления. При этом закон изменения давления в значительной степени определяется законом движения поршня. Если поршень приводится в движение от шатунно-кривошипного механизма, то изменение давления  $p$  по времени  $t$  должно быть близким к синусоиде.

Во втором случае - для семейства S - пульсация давления в криоблоке осуществляется путем периодического подсоединения его к ресиверам Z высокого давления  $p_m$  и низкого  $p_n$ . Ресиверы соединяются с криоблоком посредством принудительных клапанов 3 и 4, а с компрессором - через автоматические клапаны 5. Характер работы компрессора в этом случае такой же, как и в автономном режиме. Давление в криоблоке изменяется в этом случае следующим образом. Когда открывается клапан впуска 3, давление резко увеличивается до величины  $p_m$ , при открытии выпускного клапана 4 - уменьшается до  $p_n$ . В то время, когда один из клапанов открыт, давление в криоблоке неизменно и равно соответственно  $p_m$  или  $p_n$ .

Для теплоиспользующих  $R_n$  рефрижераторов вида  $h$  одним из способов реализации процессов в СПТ может быть применение термомеханического компрессора [14], который, как и поршневой компрессор объемного действия, может быть либо присоединен к криоблоку - для семейства N, либо отделен от него клапанами - семейство S. Такой компрессор (рис. 9) представляет собой цилиндр I, в котором размещен вытеснитель 2, совершающий возвратно-поступательное движение. Вытеснитель делит цилиндр на две зоны: теплую, которая поддерживается при относительно вы-



а)



б)

Рис. 8

сокой температуре  $T_b > T_{oc}$  путем подвода тепла от специального источника, и холодную, где температура  $T_n \approx T_{oc}$  вследствие отвода тепла от этой зоны в окружающую среду, например, путем охлаждения ее водой. Теплая и холодная зоны сообщаются гидравлически через регенератор, который может быть вынесен - штриховая линия на рис. 9 - или встроен в вытеснитель.

При возвратно-поступательном движении вытеснителя часть газа переталкивается через регенератор из холодной полости в теплую и обратно, т.е. периодически нагревается и охлаждается. В связи с тем, что суммарный объем цилиндра остается неизменным, это приводит к пульсации давления в рабочем объеме.

Характер изменения давления по времени  $p = p(t)$  в течение цикла для СП  $N_h$  и  $S_h$  такой же, как и для электромеханических рефрижераторов.

Такой термокомпрессор в принципе может работать только за счет подвода тепла  $Q$  при  $T_b > T_{oc}$ , поскольку гидравлическое и механическое трение в идеальном случае отсутствует. В реальном цикле необходима некоторая затрага работы  $W$  для перемещения вытеснителя. Однако величина этой работы, которая определяется гидравлическими сопротивлениями и потерями от механического трения, существенно меньше эксергии тепла  $\epsilon_{\theta b}$ , необходимого для сжатия рабочего тела [14].

Для термокомпрессора степень повышения давления  $\epsilon$  не может превышать отношения температур  $\tau = \frac{T_b}{T_n}$ , в отличие от поршневого компрессора объемного действия, где максимальное значение  $\epsilon$  определяется геометрией цилиндров и противодействием. Покажем это, предположив, что цилиндр термокомпрессора с обоих торцов замкнут, объем регенератора пренебрежимо мал, а рабочее тело - идеальный газ, подчиняющийся уравнению Клапейрона-Менделеева [12]. При этом максимальное давление в цилиндре будет соответствовать положению вытеснителя в нижней мертвой точке



$$p_{max} = \frac{MRT_B}{V_{Bmax}} \quad (11)$$

Когда вытеснитель находится в верхней мертвой точке, давление минимально

$$p_{min} = \frac{MRT_H}{V_{Hmax}} \quad (12)$$

Учитывая, что  $M = idem$  и  $V_{Bmax} = V_{Hmax}$  из (11) и (12), найдем

$$\varepsilon = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{T_B}{T_H} \quad (13)$$

Можно показать, что в реальных условиях, когда вредное пространство отлично от нуля, степень повышения давления  $\varepsilon < \frac{T_B}{T_H}$ , причем с увеличением этих объемов  $\varepsilon$  уменьшается.

Необходимо отметить также принципиальное различие вытеснителя в термокомпрессоре и поршня в компрессоре объемного действия. Поршень предназначен для сжатия рабочего тела, находящегося в цилиндре, поэтому необходимо надежное уплотнение зазора между поршнем и цилиндром для уменьшения утечек рабочего тела из цилиндра.

В отличие от этого при движении вытеснителя объем цилиндра в целом остается неизменным. Происходит только переталкивание газа из одной полости в другую. Разность давлений на торцах вытеснителя, которая определяется гидравлическим сопротивлением регенератора и коммуникаций, существенно меньше, чем для поршня.

В связи с этим требования к уплотнению вытеснителей существенно менее жесткие, чем к поршневому уплотнению. Соответственно ресурс работы систем с вытеснителями может быть существенно больше, чем в системах с использованием поршней.

Описанные выше СИТ с поршневым компрессором объемного действия и с термокомпрессором служат лишь иллюстрацией того,

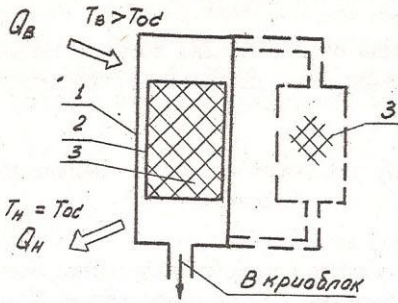


Рис. 9

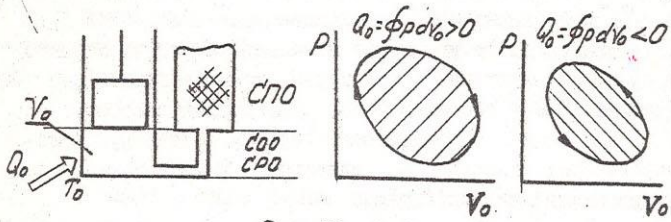


Рис. 10

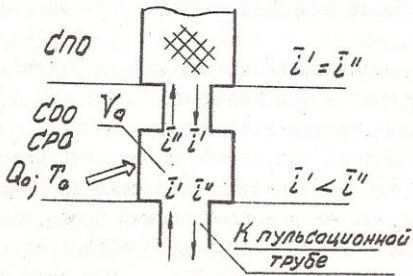


Рис. 11

как могут быть реализованы процессы в СПТ  $R_n$  рефрижераторов.

В принципе в этой ступени возможны любые другие конструктивные решения, позволяющие осуществить необходимые процессы.

#### 4. Анализ процессов в ступени окончательного охлаждения

В СОО проходят процессы внутреннего охлаждения рабочего тела, которые, как показано ранее, сопровождаются понижением давления. Эти процессы должны проходить таким образом, чтобы выполнялось общее условие работоспособности  $R_n$  рефрижераторов, выраженное уравнением (10).

Анализ этого уравнения показывает, что по характеру процесса внутреннего охлаждения можно выделить два семейства СОО и соответственно  $R_n$  рефрижераторов.

Для машин, относящихся к первому семейству, холодопроизводительность  $Q_0$  идеального или предельно идеализированного циклов<sup>+</sup>) равна

$$Q_0 = \oint p dV_0 > 0, \quad (14)$$

а второе слагаемое в правой части уравнения (10) равно нулю.

Степень окончательного охлаждения этого семейства машин представляет собой переменный объем  $V_0$ , величина которого циклически изменяется по времени. Изменение  $V_0$  должно производиться так, чтобы площадь индикаторной диаграммы в  $p-V_0$  координатах была положительной (рис.10). Это условие достигается согласованием процессов в СПТ и СОО. (В принципе эти процессы можно согласовать так, чтобы  $Q_0 = \oint p dV_0 < 0$  (рис.10), при этом тепло будет за цикл отводиться от рабочего тела, находящегося в СОО, т.е. будет производиться тепло, а не холод).

Объем  $V_0$  в таких машинах сообщается только одной коммуникацией со ступенью предварительного охлаждения,



представляющей собой регенератор, поэтому в уравнении (10) величина  $n = 1$ . В идеальном регенераторе теплообмен проходит при бесконечно малой разности температур между прямым и обратным потоками  $\Delta T \rightarrow 0$ . В связи с этим для коммуникации, соединяющей СОО и СПО, можно записать

$$(\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M' = c_p (\bar{T}' - \bar{T}'') \Delta M' = 0. \quad (15)$$

С учетом этого из уравнения (10) вытекает уравнение (14).

Поскольку в семействе таких машин расширение рабочего тела в СОО происходит в объеме, обозначим их буквой  $V$  (*Volume* - объем).

Для машин, относящихся ко второму семейству, холодопроизводительность предельно идеализированного цикла равна

$$Q_0 = - \sum_{j=1}^n [(\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M']_j = - \sum_{j=1}^n [c_p (\bar{T}' - \bar{T}'') \Delta M']_j > 0. \quad (16)$$

В таких машинах объем  $V_0$  ступени окончательного охлаждения не изменяется в течение цикла,  $V_0 = idem$ , поэтому  $dV_0 = 0$  и первое слагаемое в правой части уравнения (10) обращается в нуль. Для выполнения условия, выраженного уравнением (16), необходимо, чтобы объем СОО  $V_0$  был соединен как минимум двумя коммуникациями с другими подсистемами, как показано на рисунке II. Одна из них соединяет СОО и СПО. Для сечения, разделяющего эти ступени, также, как и в машинах семейства  $V$ ,  $(\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M' = 0$ .

Другая коммуникация должна соединять СОО со специальным устройством, где периодически расширяется поток рабочего тела таким образом, что температура (и энтальпия)

- 
- +) Под идеальным будем понимать такой цикл, в котором все процессы проходят обратимо. Предельно идеализированный цикл строится только с учетом собственных потерь [5], т.е., в отличие от реального, в нем не учитываются технические потери.

потока, входящего в СОО, меньше, чем выходящего. Такое устройство, принцип действия которого описан ниже, получило название пульсационная труба. Таким образом, для сечения, разделяющего СОО и пульсационную трубу, выполняется условие

$$(\bar{\varepsilon}' - \bar{\varepsilon}'') \Delta M' < 0, \quad (17)$$

что, в свою очередь, приводит к выполнению условия (16).

Семейство таких машин, где рабочее тело расширяется в потоке при  $V_0 = idem$ , обозначим буквой  $F'$  (*Flow* - поток).

В рефрижераторах в нестационарных потоках процесс внутреннего охлаждения неизбежно связан с совершением работы. Этот процесс может быть осуществлен двумя путями. Соответственно в каждом семействе  $V$  и  $F'$  можно выделить два вида рефрижераторов.

1. Расширение с работой над внешними по отношению к рабочему объему машины телами. В рефрижераторах этого вида, который обозначим индексом  $d$ , для реализации процесса неизбежно применение поршня, мембраны или другого замыкающего полость устройства аналогичного назначения.

2. Расширение с работой, совершенной над рабочим телом, находящимся в системе. Обозначим этот вид индексом  $g$ . В одних случаях при понижении давления находящееся в СОО рабочее тело совершает работу над рабочим телом, заполняющим относительно теплые полости СПТ и СПО. В других рабочее тело выталкивается из объема машины в неравновесном процессе выхлопа.

Систематизация процессов в СОО и выделение на основе этого семейств и видов  $R_n$  рефрижераторов показана на рис. 12.

Рассмотрим некоторые примеры реализации процессов в СОО. Поскольку процессы в СОО и СПТ должны быть строго согласованы, будем их рассматривать совместно, привлекая для этого один из видов СПТ. Во всех случаях будем полагать также, что СПО представляет собой регенератор.

Процессы в СОО семейства  $V$  рассмотрим для случая, когда СПГ автономна, что соответствует семейству  $S$  на рис. 7. Принадлежность СПГ к одному из видов в данном случае не имеет существенного значения. Важно, что в ресиверах поддерживается высокое  $p_m$  и низкое  $p_n$  давления, а пульсация давления в криоблоке достигается периодическим подключением его к одному из ресиверов посредством принудительных клапанов.

В СОО вида "а" (рис.13) неизбежно применение поршня 1, который совершает работу  $W$  над внешними телами. При открытии клапана впуска 2 - точка I на индикаторной диаграмме  $p-V_0$ , давление резко увеличивается от  $p_n$  до  $p_m$  - процесс I-II. Поршень 1 в это время должен находиться в нижней мертвой точке, чтобы в процессе увеличения давления  $V_0 \rightarrow 0$  и  $M_0 \rightarrow 0$ . Тогда в соответствии с уравнением (2)  $Q_c \rightarrow 0$ .

Далее в процессе II-III клапан впуска открыт и происходит наполнение объема  $V_0$  рабочим телом при  $p_m = idem$ , поэтому в точке III  $M_0 \rightarrow 0$ .

В процессе III-IV оба клапана закрыты. При движении поршня в положение IV совершается работа  $W$  над внешними телами в процессе изотермического расширения рабочего тела. В связи с этим к СОО может быть подведено тепло  $Q_0$  от объекта охлаждения.

В точке IV открывается клапан выпуска 3 и в процессе IV-I, когда поршень движется вниз, рабочее тело переталкивается при  $p_n = idem$  из СОО в СПО и затем в СПГ, где производится его сжатие, и далее цикл повторяется. В результате  $Q_0 = \oint p dV_0 > 0$ , т.е. тепло за цикл подводится к СОО.

В СОО вида "б" внешняя работа не совершается, поэтому суммарный объем системы остается все время неизменным (рис.14). В этом случае изменение объема  $V_0$  достигается перемещением вытеснителя I. Цилиндр 4, в котором расположен вытеснитель, замкнут с обоих торцов и соединен коммуникациями с теплым и холодным концами регенератора. При возвратно-поступательном движении вы-





теснителя газ периодически переталкивается из холодной части цилиндра, где температура  $T_0$ , в теплую с температурой близкой к  $T_{0c}$ . В течение цикла давление в рабочем объеме изменяется, однако в идеальном цикле в каждый момент оно одинаково во всех точках рабочего объема. В реальном цикле давление в различных частях системы различается на величину гидравлического сопротивления.

Рассмотрим вначале цикл, который включает процесс выхлопа. В процессе I-II открыт клапан впуска 2 и происходит увеличение давления в рабочем объеме от  $p_n$  до  $p_m$ . В процессе наполнения II-III вытеснитель перемещается в верхнюю мертвую точку при этом  $p_m = idem$ . В точке III закрывается клапан впуска 2 и открывается клапан выпуска 3. При этом давление в системе уменьшается с  $p_m$  до  $p_n$  - процесс III-IV. В этом процессе, проходящем при максимальном значении  $V_0$  одна часть рабочего тела, находящаяся в COO, совершает работу над другой частью при выталкивании ее из криоблока. При этом к COO подводится тепло  $Q_0$  от охлаждаемого объекта. В процессе IV-I происходит переталкивание оставшейся в COO части рабочего тела в теплую часть цилиндра. Этот процесс проходит при открытом клапане 3, поэтому  $p_n = idem$ . Индикаторная диаграмма COO показана на рис. 14. Рассмотренный цикл необратим, поскольку он включает неравновесные процессы впуска I-II и выхлопа III-IV [6].

В других случаях для COO вида "g" процесс понижения давления происходит с совершением работы над газом, находящимся в криоблоке. В такой степени процесс наполнения заканчивается в точке IIIa (рис. 14).

В процессе IIIa-IV оба клапана 2 и 3 закрыты, а вытеснитель перемещается вверх, переталкивая рабочее тело из теплой полости цилиндра в холодную. Проходя через регенератор, рабочее тело охлаждается, поэтому уменьшается его удельный объем. Поскольку суммарный объем системы остается неизменным, давление уменьшается, а часть рабочего тела, находящаяся в COO, совершает работу над другой частью, которая проходит в регенератор и через него.

При обратном движении вытеснителя в начале процесса IV-Ia клапан выпуска 3 открыт, поэтому процесс происходит при  $p_n = idem$ . Затем в процессе Ia-II оба клапана закрыты, поэтому при переталкивании части рабочего тела из холодной полости в теплую давление в криоблоке увеличивается так, что в момент открытия клапана впуска 2 оно равно  $p_m$  (точка II). Таким образом, в этом случае увеличение давления от  $p_n$  до  $p_m$  в криоблоке производится не только ступенью подготовки рабочего тела (СПГ), но и частично за счет работы, совершаемой рабочим телом, находящимся в криоблоке, т.е. работа расширения полезно используется. Для СОО вида "g", как и для вида "d",  
 $\oint p dV_0 > 0$ , т.е. интегрально за цикл подводится тепло  $Q_0$ .

Таким образом, в рассмотренном криоблоке в обоих случаях происходят процессы не только предварительного и окончательного охлаждения, но и частично процесс сжатия рабочего тела при  $T \approx T_{oc}$ . Объем  $V_c$ , где происходит этот процесс, представляет часть СПГ, которая входит в состав криоблока.

Процессы в СОО семейства  $F'$  наглядно можно представить в том случае, когда используется СПГ вида  $N_w$  (рис.15), например, в виде поршневого компрессора I. Как и раньше будем полагать, что СПО представляет собой регенератор 2.

Условия работоспособности такой системы - уравнение (17) - могут быть выдержаны, если расширение рабочего тела производить в адиабатном термически неравновесном потоке [15]. Такое расширение может быть произведено в адиабатной пульсационной трубе 4 (рис.15), соединенной одним концом с объемом  $V_0$  (позиция 3), к которому подводится тепло  $Q_0$ , другим - с теплообменником 5, где температура поддерживается неизменной и равной  $T_{oc}$ .

Рассмотрим процессы, проходящие в системе, при условии, что пульсационная труба адиабатна, а в зонах с внешним теплообменом поддерживаются изотермические усло-



вия.

Начнем рассматривать процесс в тот момент, когда поршень I движется вправо. При этом происходит увеличение давления в системе. Одновременно порции рабочего тела поступают из объема  $V_0$  в пульсационную трубу 4, причем их температура на входе неизменная и равна  $T_0$ . В пульсационной трубе происходит адиабатное сжатие, поэтому температура рабочего тела увеличивается - линия  $\alpha$  на рис.

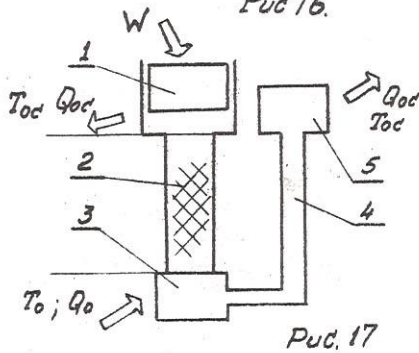
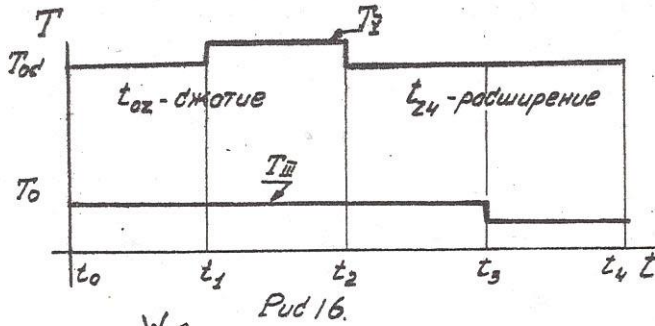
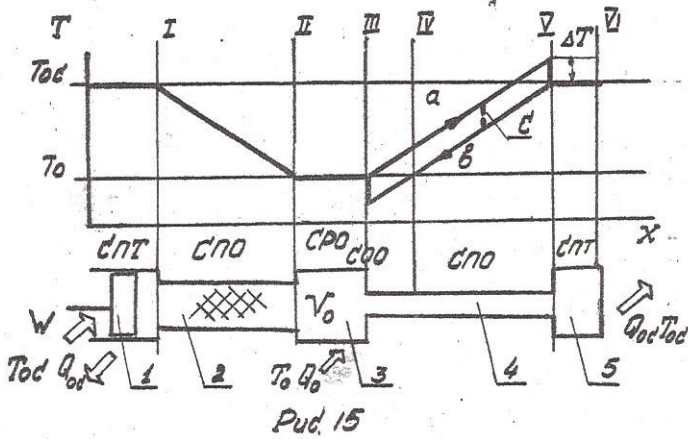
15, одновременно частицы перемещаются к теплообменнику 5. Можно подобрать длину трубы и степень сжатия таким образом, что температура рабочего тела на входе в теплообменник 5 будет выше, чем  $T_{0c}$  на величину  $\Delta T$ . Тогда при дальнейшем увеличении давления, вследствие движения поршня I вправо, частицы рабочего тела будут поступать в теплообменник 5 с температурой  $T_{0c} + \Delta T$  рис. 16 и сжиматься там в изотермических условиях при  $T_{0c}$ .

В процессе понижения давления, которое достигается перемещением поршня I, рабочее тело будет поступать из пульсационной трубы в объем  $V_0$  через сечение III. В течение отрезка времени  $t_2 - t_3$  - рис. 16 через это сечение будут проходить частицы рабочего тела, которые находились в трубе. Изменение их температуры при перемещении в сечение III соответствует линии  $\alpha$  на рис. 15. По мере дальнейшего понижения давления в трубу начинают поступать частицы, сжатие которых производилось в теплообменнике 5. Их расширение начинается с температуры  $T_{0c}$ , поэтому в трубе возникает скачок температуры, который перемещается к сечению III - линия  $\sigma$  на рис. 15.

В момент  $t_3$  скачок достигает сечения III после чего в объем  $V_0$  в течение отрезка времени  $t_3 - t_4$  поступает рабочее тело с температурой  $T = T_0 - \Delta T$ .

При обратном движении поршня - повторение процесса сжатия, в трубе возникает скачок температуры, который будет перемещаться от сечения III к сечению I.

Из графика зависимости  $T = T(t)$  для сечения III и У, показанного на рис. 16, следует, что средняя темпера-



тура  $\bar{T}'$  рабочего тела, входящего в объем  $V_0$ , меньше чем выходящего  $\bar{T}''$ . В связи с этим выполняется условие работоспособности  $R_n$  рефрижераторов семейства  $F'$ , выраженное уравнением (17).

В рассмотренной системе отдельные ступени рефрижератора имеют более сложный вид, чем в предыдущих случаях. Так СПГ и СПО состоят из двух частей: СПГ включает изотермический поршневой компрессор и теплообменник 5, СПО-регенератор 2 и часть пульсационной трубы между сечениями IV-V, где поток охлаждается от  $T_{oc}$  до  $T_0$ . Степень окончательного охлаждения СПО представляет участок трубы III-IV, где поток охлаждается до  $T < T_0$ . Объем  $V_0$  в такой системе представляет собой ступень реализации эффекта охлаждения СРО, здесь к рабочему телу подводится тепло  $Q_0$  от охлаждаемого объекта. Конструктивное оформление системы с пульсационной трубой может быть самым различным, один из вариантов компоновки показан на рис.

17. Наиболее подробно исследование процессов в пульсационной трубе было проведено И.М.Шнайдом [15, 16]. Им же разработана общая теория термически неравновесных газовых потоков.

#### 5. Построение принципиальных схем на основе систематизации основных процессов рефрижераторов

Анализ и систематизация процессов, проходящих в отдельных ступенях, позволяют легко проводить построение принципиальных схем  $R_n$  рефрижераторов. Для этого необходимо сочетание признаков, характеризующих процессы в СПГ, СПО и СОО +).

+) Как отмечалось ранее, в  $R_n$  рефрижераторах СРО в большинстве случаев соединена с СОО, поэтому процессы в этих ступенях рассматриваются совместно.



Выше проведены анализ и систематизация процессов для СПТ и СОО. Процессы в СПО  $R_n$  рефрижераторов менее разнообразны, тем не менее они оказывают существенное влияние на энергетическую эффективность, конструктивную схему и область рационального применения  $R_n$  рефрижераторов. Основное назначение СПО, как уже отмечалось, - производить предварительное охлаждение потока рабочего тела от  $T_{oc}$  до температур, близких к  $T_0$ . Это достигается сочетанием процессов внешнего и внутреннего охлаждения. Таким образом, в принципе можно выделить два семейства рефрижераторов по особенностям процессов в СПО:

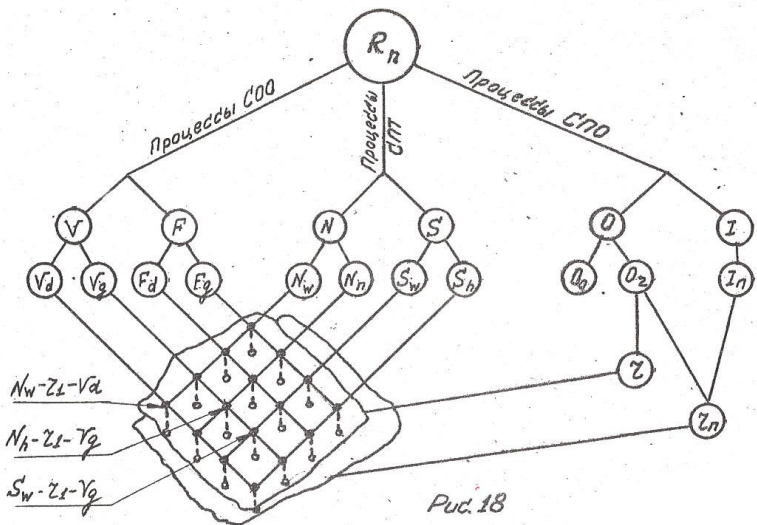
- СПО, где используется только внешнее охлаждение, для них введем символ  $O$ ;

- СПО, где используется только внутреннее охлаждение, для них введем символ  $I$ .

В качестве вторичного признака, по которому выделяются виды ступени предварительного охлаждения, может быть выбран соответственно способ внешнего или внутреннего охлаждения.

Внешнее охлаждение прямого потока в одних случаях может производиться обратным, относительно холодным потоком, т.е. путем регенерации. Этот вид обозначим нижним индексом  $z - O_z$ . Принципиально возможны и другие случаи, когда для внешнего охлаждения может применяться специальный криоагент или рефрижератор. Этот вид обозначим нижним индексом  $a - O_a$ .

Для внутреннего охлаждения в СПО  $R_n$  рефрижераторов используется тот же процесс, что и в ступени окончательного охлаждения. Такой процесс в СПО может быть использован один или несколько раз. Такие  $R_n$  рефрижераторы принято в литературе называть многоступенчатыми. Однако при этом в названии, например, "двухступенчатая газовая криогенная машина", отражают кратность использования процесса внутреннего охлаждения не только в СПО, а в машине в целом, включая и СОО. В связи с этим при выделении видов для в СПО семейства  $I$  достаточно отметить только кратность



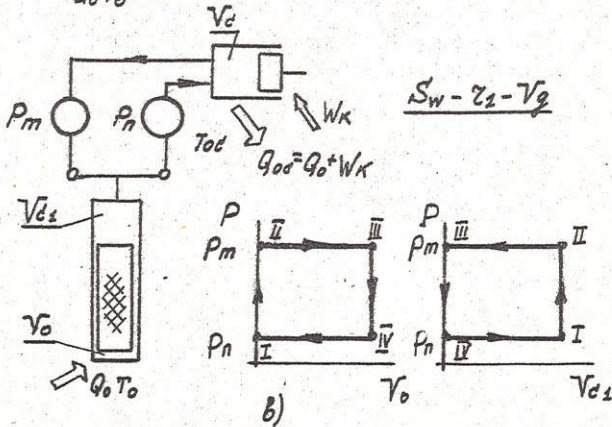
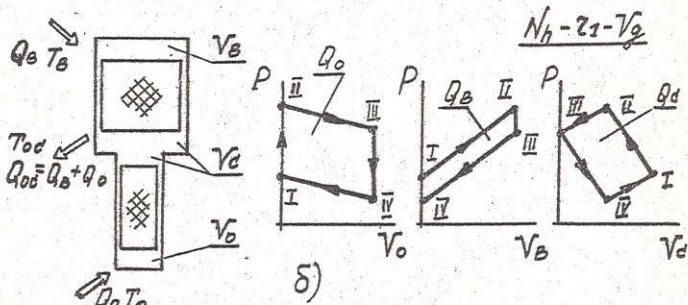
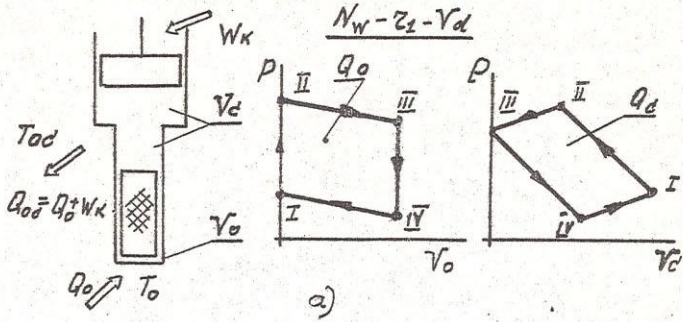


Рис. 19



использования процесса в рефрижераторе. Для этого можно ввести нижний индекс  $n = 1, 2, 3, \dots$ , тогда кратность использования процесса в СПО составит  $n - 1$ .

Особенность всех классов рефрижераторов и ожижителей, в том числе и  $R_n$  рефрижераторов, состоит в том, что СПО выполняется, как правило, комбинированного типа, за исключением вида  $O_2$ , когда используется только регенерация. Комбинированные виды СПО могут быть оставлены как внутри семейства  $O$ , так и между семействами  $O$  и  $I$ . Для  $R_n$  рефрижераторов чаще всего применяются СПО вида  $O_2$  или комбинированные:  $O_2 I_n$ , которые для краткости обозначим соответственно  $Z$  и  $Zn$ . Другие модификации в сводной систематизации, представленной на рис. 18, не показаны, поскольку они не находят практического применения, хотя в принципе могут быть реализованы.

Для получения определенного вида рефрижератора необходимо сочетание признаков, относящихся к разным ступеням. Например, принципиальные схемы наиболее распространенных одноступенчатых газовых криогенных машин могут быть составлены комбинацией следующих признаков:

- $N_w - ZI - V_d$  - ГKM по циклу Стирлинга рис. 19а,
- $S_w - ZI - V_g$  - для машины Гиффорда-Макмагона рис. 19в,
- $N_h - ZI - V_g$  - ГKM по циклу Волемя [47], рис. 19б.

Приведенная систематизация включает 32 вида машин, охватывая основные принципиальные схемы. Одни из них широко применяются на практике, другие, например,  $N_w - ZI - V_g$  или  $N_h - ZI - F_g$  не реализованы, поскольку рефрижераторы на их основе не могут иметь высоких энергетических или эксплуатационных показателей.

Принципиальная схема рефрижератора отражает только основные термодинамические и конструктивные параметры и особенности материальных и энергетических потоков. Реальные рефрижераторы, выполненные по одной и той же принципиальной схеме, могут различаться конструктивным оформлением. Конструкции наиболее распространенных газовых криогенных машин, относящихся к  $R_n$  рефрижераторам, описаны в [7, 9, 10, 18].

## РАЗДЕЛ II

### ОСНОВЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

#### I. Основные положения расчетной методики

Одна из основных задач теоретического анализа  $R_n$  рефрижераторов состоит в том, чтобы еще на этапе проектирования определить холодопроизводительность  $q_0$ , потребляемую эксергию  $E^+$  в виде электрической (механической) мощности  $N$  или теплового потока при  $T_B > T_{OC}$ , и эксергетический КПД  $\eta_e$  реального цикла. Величина  $\eta_e$ , которая определяет термодинамическое совершенство установки, может быть рассчитана по уравнению

$$\eta_e = \frac{q_0 / \tau_e}{E^+}, \quad (18)$$

где  $\tau_e$  - эксергетическая температурная функция.

Кроме того, расчетная методика должна отражать влияние основных параметров рефрижератора на его холодопроизводительность, КПД и геометрические характеристики.

Как уже отмечалось, процессы в отдельных ступенях  $R_n$  рефрижераторов органически взаимосвязаны, что объясняется нестационарностью потоков рабочего тела. Это в свою очередь приводит к определенным трудностям при математическом моделировании процессов. В инженерной практике получили распространение два пути преодоления этих трудностей. Анализ работы реальных циклов  $R_n$  рефрижераторов ведется либо на основе идеального (или предельно идеализированного<sup>х)</sup>) цикла с последующим уче-

х) Предельно идеализированным циклом мы будем называть такой, в котором все технические потери  $d_t$  сведены к нулю и оставлены только собственные,  $d_c$ , которые нельзя устранить, не изменяя процесс в принципиальных его основах [5].

том факторов, приводящих к техническим потерям, либо на основе возможно более полного математического моделирования процессов непосредственно реальных циклов, используя ЭВМ. Методы расчета на основе идеального цикла, например, [ 7, 14, 18 ] , позволяют получить простые аналитические зависимости, наглядно отражающие влияние отдельных факторов на производительность и КПД установки. Однако действительные процессы  $R_n$  рефрижераторов в этом случае заменяются условными, эквивалентными, а параметры потоков рабочего тела усредняются на отдельных участках цикла. Это может привести к отклонениям от реальных показателей, иногда существенным.

Методы математического моделирования, некоторые из которых представлены в [ 18, 19, 20 ] , полное раскрывают физическую картину процессов, позволяют получить лучшую сходимость экспериментальных и расчетных данных, проанализировать работу отдельных узлов в динамике. Как правило, в этом случае расчет производится на электронно-вычислительных машинах (ЭВМ). Однако даже использование электронно-вычислительной техники не позволяет провести полное математическое моделирование сложных процессов. Безусловно, допущения, принимаемые при этом, вносят меньшую ошибку, чем в методах, основанных на идеальных циклах.

В обоих методах неизбежно использование коэффициентов, которые могут быть найдены только экспериментальным путем. К ним относятся коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления, коэффициенты механического трения и т.д. Эти коэффициенты могут зависеть от таких факторов, которые заранее трудно учесть в расчетах на стадии проектирования. Это снижает точность расчета при количественном анализе и делает более значительной роль эксперимента при конструировании и доводке системы (особенно в тех случаях, когда проектируется рефрижератор малой производительности).

Для предварительной оценки характеристик машин на стадии проектирования нашел широкое применение первый



метод расчета - на основе идеального цикла. Рассмотрим основы этого метода применительно к расчету  $Q_n$  рефрижераторов семейства  $V$  с газообразным рабочим телом (ИЖМ), которые получили широкое практическое применение. Основы этого метода могут быть применены и в тех случаях, когда в качестве рабочего тела используется двухфазный рабочий поток [11], а также для семейства  $F$ . Однако при этом необходима корректировка расчетной методики.

В реальном рефрижераторе в результате необратимости возникают две группы потерь:

- 1) потери эксергии тепла, связанные с теплообменом;
- 2) потери механической работы от трения.

Потери эксергии тепла вызваны неидеальностью теплообмена в зонах с внешним подводом (отводом) тепла и в регенераторах, несовершенством теплоизоляции, теплопотоками по элементам конструкций и, наконец, перетечками газа из одной полости в другую, например, через уплотнения вытеснителей, поршней, с последующим смешением при конечной разности температур.

Потери механической работы определяются трением в подвижных элементах конструкции, а также гидравлическим сопротивлением газового тракта.

Потери в реальном цикле  $Q_n$  рефрижератора взаимосвязаны. Однако в первом приближении их можно определять раздельно, уточняя каждую при необходимости методом последовательных приближений. Это существенно упрощает методику расчета, позволяя, однако, добиться удовлетворительной для инженерных расчетов точности.

Одна из первостепенных задач расчета - определение теплового потока в зонах с внешним подводом (отводом) тепла. Так, для зоны, где расположена ступень окончательного охлаждения, это позволит определить холодопроизводительность  $Q_0$ .

При дискретном определении потерь тепловой поток в зоне с внешним теплоподводом для реального цикла можно определить так:

$$q = q'' \pm \sum q_j, \quad (19)$$

где  $q''$  - тепловой поток в идеальном (или предельно идеализированном) цикле;  
 $\sum q_j$  - уменьшение или увеличение теплового потока вследствие технических потерь.

Знак в правой части равенства зависит от направления эксергии теплового потока в соответствующей зоне. Если эксергия теплового потока подводится в рассматриваемой зоне, то, как показывает анализ, после слагаемого  $q''$  следует знак плюс, если эксергия отводится, то знак минус. Так, для СОО и СРО, где тепловой поток  $q_0$  подводится к рефрижератору от охлаждаемого объекта при температуре  $T_0 < T_{0c}$ , эксергия тепла отводится [5, 6] из рефрижератора. Поэтому при определении холодопроизводительности можно записать

$$q_0 = q'' - \sum q_j, \quad (20)$$

где  $\sum q_j = q_p + q_u + q_n + q_v + q_r + \sum q_{\lambda}. \quad (21)$

В правой части равенства (21) слагаемые составляют холодопроизводительность, необходимую для компенсации потерь;

$q_p$  - от несовершенства теплообмена в регенераторе;  
 $q_u$  - в теплоизоляции;  
 $q_n$  - от перетечек газа из одной полости в другую;  
 $q_v$  - от теплообмена между цилиндром и вытеснителем;  
 $\sum q_{\lambda}$  - вследствие теплопроводности элементов конструкции.

Величина  $q_r$  - тепловой поток, эквивалентный той части подводимой эксергии, которая затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления регенераторов и трансформируется в тепло.

Аналогично может быть определена эксергия, необходимая для работы реальной установки.

$$E^+ = E_u + E_r + E_m, \quad (22)$$

где  $E_u$  - эксергия, необходимая в идеальном (предельно идеализированном) цикле;  
 $E_r$  и  $E_m$  - эксергия, необходимая для компенсации потерь от гидравлического и механического трения.

В уравнениях (20), (21), (22) в явном виде не учтены потери от необратимости теплообмена в зонах с внешним теплоподводом. Их можно учесть при вычислении величин  $q_o^u$  и  $E_u$  путем замены реальных процессов в этих зонах на изотермические, проходящие при среднеинтегральных температурах. Среднеинтегральные за цикл температуры можно найти из условий теплообмена между рабочим телом и стенкой методом последовательных приближений из уравнения

$$\bar{T}_r = \bar{T}_w \pm \left( \frac{q_{rw}}{\alpha S} \right), \quad (23)$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи,  
 $S$  - поверхность теплообмена (чертой отмечены средние за цикл величины).

Тепловой поток  $q_{rw}$  в первом приближении может быть вычислен по соответствующим уравнениям для идеального цикла, например, для  $R_n$  рефрижераторов семейства  $V$  - с использованием уравнения (14).

Таким образом, в уравнении (20) величина  $q_o^u$  представляет собой холодопроизводительность идеализированного цикла, учитывающего необратимость теплообмена в зонах с внешним теплоподводом.

Следовательно, для определения холодопроизводительности, потребляемой эксергии и КПД реального цикла прежде всего необходимо определить эти величины в идеальном (или предельно идеализированном) цикле.

## 2. Анализ предельно идеализированных циклов

Поскольку в предельно идеализированном цикле меха-



ническое трение и гидравлическое сопротивление отсутствуют, можно принять, что в каждый момент давление одинаково во всех точках рабочего объема. Процессы в зонах с внешним теплообменом проходят изотермически при температурах источников или приемников тепла; теплообмен в регенераторах протекает при бесконечно малой разности температур; наконец, рабочее тело - идеальный газ. Таким образом, в предельно идеализированном цикле остаются только собственные потери.

Холодопроизводительность  $q_0^u$   $R_n$  рефрижераторов с идеальным циклом, имеющих COO семейства  $V$ , может быть определена из уравнения (14),

где  $V_0$  - объем COO,  
 $t_y$  - время цикла.

$$q_0^u = \frac{1}{t_y} \oint p dV_0 = \frac{1}{t_y} \oint p(t) \cdot dV_0(t), \quad (24)$$

В связи с этим необходимо знать вид зависимости  $p=p(V_0)$ , т.е. индикаторную диаграмму для COO. Вид этой диаграммы существенно зависит от того, к какому семейству  $N$  или  $S$  относится СПТ рефрижератора.

В  $R_n$  рефрижераторах, имеющих СПТ семейства  $N$ , к которым относятся, например, ГKM по циклам Стирлинга [7,9] и Вюльме-Такониса [17], рабочий объем замкнут, а неизменная суммарная масса газа  $M_\Sigma$  в этом объеме может быть определена из уравнения

$$M_\Sigma = \sum M_0 + \sum M_p + \sum M_b, \quad (25)$$

где  $M_0$  - масса газа в полости, объем которой изменяется в течение цикла, например, объемы СПТ и COO;

$M_p$  - масса газа в регенераторе;

$M_b$  - масса газа в полости с неизменным объемом и температурой (такие объемы назн-

вают вредными, поскольку они уменьшают степень повышения давления газа и, следовательно, холодопроизводительность машины).

Для определения давления в системе в каждый момент  $t$  можно воспользоваться уравнением (25) и уравнением состояния, которому подчиняется рабочее тело. В большинстве случаев в качестве рабочего тела ГТМ используется гелий, тогда при температурах  $T \geq 30\text{K}$  с ошибкой, не превышающей  $\delta = 3\%$ , можно воспользоваться уравнением Клапейрона-Менделеева

$$pV_i = M_i R T_i, \quad (26)$$

где индексом "  $i$  " отмечены параметры газа в произвольной  $i$ -ой полости рефрижератора.

Из уравнений (25) и (26) определим давление  $p$ , которое в идеальном цикле одинаково в любой момент для всех точек рабочего объема

$$p = \frac{M_z R}{\sum \left[ \frac{V_i(t)}{T_i} \right]_0 + \sum \left( \frac{V}{T} \right)_p + \sum \left( \frac{V}{T} \right)_g} \quad (27)$$

В уравнение (27) входит средняя температура газа  $\bar{T}_p$  в соответствующем регенераторе, которая может быть определена из условия:

$$M_p = \frac{\rho V_p}{R \bar{T}_p} = \int_0^{x_p} m_p(x) dx, \quad (28)$$

где  $M_p$  - масса газа в регенераторе, рассчитанная по средней температуре  $\bar{T}_p$  ;  
 $m_p$  - масса газа, отнесенная к единице длины;  
 $x_p$  - длина регенератора.

Используя для определения  $m_p$  уравнение состояния идеального газа (26), из (28) получим выражение для  $\bar{T}_p$  при линейном распределении температуры по длине регенератора

$$\bar{T}_p = \frac{T_r - T_x}{\ln \frac{T_r}{T_x}}, \quad (29)$$

где  $T_T$  и  $T_X$  - температуры на теплом и холодном концах регенератора, которые для идеального цикла можно принять равными температурам газа в соответствующих полостях - СИП или СОО.

Холодопроизводительность  $q_0^u$  можно определить с помощью уравнений ( 24 ) и ( 27 ), однако для этого необходимо задать закон изменения объемов в СИП и СОО по времени. Например, в ГKM по циклу Стирлинга, которая соответствует структурной схеме  $N_w-21-V_d$ , используется для привода поршня и вытеснителя чаще всего шатунно-кривошипный механизм [ 7, 18 ]. При этом происходит гармоническое изменение объемов  $V_o$  в СОО и  $V_c$  в СИП, которое описывается уравнениями:

$$V_o = \frac{1}{2} V_{om} (1 + \cos \alpha), \quad (30)$$

$$V_c = \frac{1}{2} V_{cm} [1 + \cos(\alpha - \varphi)], \quad (31)$$

где  $V_{om}$  и  $V_{cm}$  - максимальные величины объемов в СОО и СИП;

$\alpha$  - угол поворота коленчатого вала;

$\varphi$  - угол сдвига по фазе между поршнем и вытеснителем, который определяется конструкцией коленчатого вала.

Подставляя зависимости  $V_o = V_o(\alpha)$  и  $V_c = V_c(\alpha)$  в ( 27 ) и затем интегрируя ( 24 ), получим после преобразований [ 7 ]

$$q_0^u = \frac{1}{t_y} \bar{p} V_{om} \frac{\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \cdot \sin \theta, \quad (32)$$

где  $\delta = \frac{\sqrt{\tau_c^2 + \omega_c^2 + 2\tau_c\omega_c \cos \varphi}}{\tau_o + \omega_o + 2(\omega_p \tau_p + \sum \omega_e \tau_e)}$ ,

$$t_y \theta = \frac{\omega_c \cdot \sin \varphi}{\tau_c + \omega_c \cos \varphi}, \quad \varepsilon = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{1 + \delta}{1 - \delta}.$$

$\bar{p}$  - среднее давление в рабочем объеме ГKM.

В уравнение ( 32 ) введены безразмерные величины: для температуры  $\tau_i = \frac{T_c}{T_i}$  и объема  $\omega_i = \frac{V_i}{V_o}$ ; индек-



сами " с ", " р " и " в " отмечены, соответственно, объемы СПТ, регенератора и вредные объемы.

Таким образом, если известны размеры машины, закон изменения объемов в СПТ и СОО, температуры источников (приемников) тепла в зонах с внешним теплоподводом и среднее давление газа в рабочем объеме, то, используя уравнения ( 24 ) и ( 27 ), можно определить холодопроизводительность идеального цикла ГКМ.

В  $R_n$  рефрижераторах, имеющих СПТ семейства Б, к которым относятся, например, ГКМ Гиффорда-МакМагона [ 6, 7 ], криоблок, включающий СПО и СОО, отделен от СПТ клапанами. В таких ГКМ сжатие и расширение газа в криоблоке, как уже отмечалось, производится путем периодического подключения его к ресиверам высокого  $p_m$  и низкого  $p_n$  давлений. При рассмотрении идеализированного процесса можно считать, что в то время, когда криоблок подключен к одному из ресиверов, давление в нем неизменно и равно, соответственно,  $p_m$  или  $p_n$ .

Цикл может включать и процессы, которые проходят при замкнутом объеме криоблока, когда оба клапана закрыты, например, рис. 14 . При этом давление в криоблоке изменяется в соответствии с уравнением ( 27 ).

Таким образом, холодопроизводительность  $q_0^u$  для таких машин можно определить следующим образом:

$$q_0^u = \frac{1}{z_4} \left[ \sum_{V_n}^{V_k} \left( \int p_{id} \cdot dV_0 \right)_i + \sum_{V_n}^{V_k} \left( \int p(V_0) dV_0 \right)_j \right] =$$

$$= \oint p dV_0. \quad ( 33 )$$

В уравнении ( 33 ) индексом " i " отмечены такие участки цикла, на которых давление в криоблоке  $p = idem$ , индексом j - участки, для которых  $p = p(V_0)$ .

Величины объемов в начале и конце каждого отрезка отмечены, соответственно, индексами  $V_H$  и  $V_K$ .

В частных случаях, например, для машины Гиффорда-Макмагона [6.7] возможен цикл, когда  $j = 0$ , что соответствует индикаторной диаграмме на рис. 14. В этом случае холодопроизводительность  $q_0^u$  равна:

$$q_0^u = \frac{1}{t_3} (\rho_m V_{om} - \rho_n V_{om}) = \frac{1}{t_3} V_{om} (\rho_m - \rho_n). \quad (34)$$

Для тех циклов, которые включают отрезки, где  $\rho = \rho(V_0)$ , изменение давления можно определить по уравнению (27).

Эксергия, потребляемая ГKM с предельно идеализированным циклом, определяется различным способом для семейств, включающих признаки  $N$  и  $S$ .

Цикл машин, относящихся к семействам  $V_1 N$ , в принципе может не включать собственных потерь, т.е. в предельном случае может быть идеальным. В связи с этим, потребляемая эксергия  $E^+$  легко определяется из эксергетического баланса  $E^+ = E^-$ , где  $E^-$  - отводимая эксергетическая холодопроизводительность. Таким образом,

$$E^+ = q_0^u / \left| 1 - \frac{T_{oc}}{T_0} \right|. \quad (35)$$

Для электромеханических машин вида  $W$  потребляемая эксергия подводится в виде электрической мощности  $N$ . Для теплоиспользующих машин вида  $h$  величина подводимого теплового потока  $q_B^u$  при температуре  $T_B > T_{oc}$  может быть определена из уравнения

$$q_B^u = q_0^u \frac{\left| 1 - \frac{T_{oc}}{T_0} \right|}{\left| 1 - \frac{T_{oc}}{T_B} \right|}. \quad (36)$$

Величины  $N$  и  $q_B^u$  могут быть определены и другим способом - из энергетического баланса машины. Для определения, например  $N$ , таким способом необходимо предварительно вычислить тепловой поток  $q_c^u$ , отво-

димый в окружающую среду. По аналогии с уравнением ( 24 ) можно записать

$$q_c^u = \oint p(t) dV_c(t). \quad (37)$$

Затем, учитывая, что  $\sum \vartheta^+ = \sum \vartheta^-$ , вычислим

$$N = q_c^u - q_o^u. \quad (38)$$

Однако такой способ определения  $N$  и  $q_o^u$  для идеального цикла требует больших вычислений.

Для машин, относящихся к семействам VS, расчетная модель даже в предельном случае может включать собственные потери, поэтому целесообразно вначале определить расход газа через криоблок, а затем эксергию, подводимую в СПТ для сжатия газа от давления  $p_n$  до  $p_m$ .

Расход газа в каждом сечении, разделяющим ступени  $R_n$  рефрижератора, имеет знакопеременный характер, что отражает изменение направления движения газа. Осредненный расход газа, поступающего в криоблок, можно определить как

$$\bar{G} = \frac{M_{\Sigma \max} - M_{\Sigma \min}}{\Delta t}, \quad (39)$$

где  $\Delta t$  - время, за которое произошло увеличение суммарной массы газа в криоблоке.

Величина  $M_{\Sigma}$  в общем случае складывается из массы газа, находящейся в полостях переменного объема, - индекс  $V$ , в регенераторах -  $p$ , а также в полостях постоянного объема - во "вредных" объемах (индекс  $B$ ):

$$M_{\Sigma} = \sum M_V + \sum M_p + \sum M_B. \quad (40)$$

Величина каждой составляющей уравнения ( 40 ) определяется как изменением давления  $p$  в криоблоке, так и законом изменения полостей переменного объема.



Температуры в каждой полости при определении расхода в первом приближении можно принять неизменными.<sup>х)</sup>

Качественный характер изменения составляющих уравнения (40) для такого случая показан на рис. 20. В этом случае осредненный расход газа можно рассчитать по уравнению (39)

$$\bar{G} = \frac{1}{\Delta t_{x-\bar{w}}} R \left\{ \left( \frac{\rho_{\bar{w}} V_{om}}{T_o} - \frac{\rho_x V_{cx}}{T_{cx}} \right) + (\rho_{\bar{w}} - \rho_x) \left[ \frac{V_p}{T_p} + \sum \left( \frac{V}{T} \right)_g \right] \right\}, \quad (41)$$

где римскими цифрами отмечены параметры в характерных точках индикаторной диаграммы.

Приняв  $\Delta t_{x-\bar{w}} = 0,5 t_y$  и учитывая, что  $\rho_{\bar{w}} = \rho_m$ ;  $\rho_x = \rho_n$ ;  $V_{cx} = V_{om}$ , преобразуем уравнение (41) к виду

$$\bar{G} = \frac{\rho_n V_{om}}{0,5 t_y R T_o} \left\{ (\varepsilon \tau_o - \tau_x) + (\varepsilon - 1) [(\omega \bar{\tau})_p + \sum (\omega \tau)_g] \right\}. \quad (42)$$

В этом уравнении  $\varepsilon = \frac{\rho_n}{\rho_n}$ , а безразмерные величины  $\omega$  и  $\tau$  соответствуют обозначениям, принятым в уравнении (32); температура  $T_o$  соответствует температуре окружающей среды; значение  $\tau_x$  равно единице, если в полости  $V_c$  криоблока процесс изотермический.

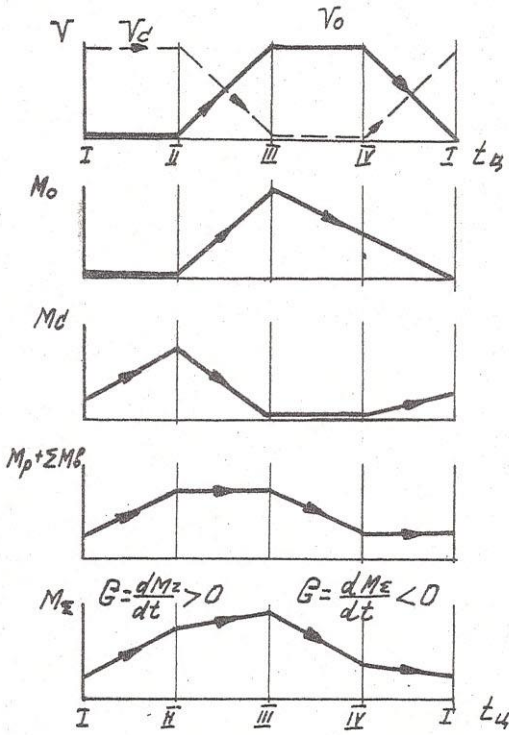
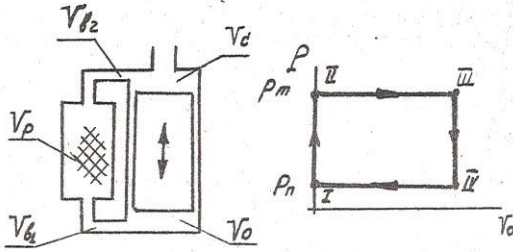
Эксергия, необходимая для сжатия газа, равна работе изотермического сжатия. С учетом того, что СПТ работает циклически, потребляемая мощность может быть определена из уравнения

$$E^+ = \bar{F} G R T_o \ln \varepsilon, \quad (43)$$

где  $\bar{F} = \frac{t}{t_y} = 0,5$  - относительное время работы СПТ. Учитывая уравнение (42), после преобразований определим  $E^+$

$$E^+ = \frac{\rho_n V_{om}}{t_y} \left\{ (\varepsilon \tau_o - \tau_x) + (\varepsilon - 1) [(\omega \bar{\tau})_p + \sum (\omega \tau)_g] \right\} \ln \varepsilon. \quad (44)$$

х) для более точных расчетов можно учесть колебания температуры в полостях переменного объема, например, как это сделано в [6] для машины Гиффорда-Макмагона.



Pud. 20

Для электромеханических СПТ потребляемая мощность  $N = E^+$ , для теплоиспользующих - тепловой поток

$$\eta_{в} = \frac{E^+}{1 - \frac{T_0}{T_+}}$$

Таким образом, предельно идеализированные циклы могут быть охарактеризованы в целом следующим образом.

Для машин семейств  $VN$  идеализация может быть проведена вплоть до идеального цикла, т.е. все процессы в принципе могут проходить обратимо.

Эксергетический баланс  $E q_0 = E^+$ .

Эксергетический КПД  $\eta_e = \frac{E q_0}{E^+} = 1$ .

Энергетический баланс  $Q_0 + E^+ = Q_c$ .

Машины семейства  $VS$  в общем случае включают неравновесные процессы впуска и выхлопа газа, т.е. предельно идеализированный цикл должен включать собственные потери. (В частном случае, как показано выше, эти потери можно устранить). В связи с этим в общем случае:

- эксергетический баланс  $E^+ = E q_0 + \sum d_c$

- эксергетический КПД  $\eta_e = \frac{E q_0}{E^+} < 1$ .

Энергетический баланс для этого семейства записывают обычно отдельно для компрессора и криоблока. В таких машинах часть СПТ, входящая в криоблок - объем  $V_c$ , чаще всего не охлаждается [6, 7]. В этом случае энергия, подводимая в СОО в виде тепла  $Q_0$ , отводится из криоблока в виде энтальпии выходящего газа:

$$Q_0 + M i' = M i'' \quad , \text{откуда}$$

$$i'' = i' + \frac{Q_0}{M} \quad , \text{т.е. } i'' > i'.$$

Здесь  $M$  обозначает массу газа, вошедшую (вышедшую) в криоблок,  $i'$  и  $i''$  - соответственно энтальпия на входе и выходе.

### 3. Анализ потерь в реальных циклах

Реальные циклы отличаются от идеализированных прежде всего потерями от технического несовершенства регенератора  $q_p$  и от гидравлических сопротивлений



газового тракта  $q_r$ . Эти потери зависят от расхода газа через соответствующий элемент машины. Их можно рассчитать по среднему за половину цикла расходу  $\bar{G}$ , вычисленному для соответствующего сечения по уравнению, аналогичному (42). Однако расход в  $R_n$  рефрижераторах изменяется не только по времени, но и по длине соответствующего элемента, что также требует осреднения. В связи с этим, для регенератора средний расход должен определяться по уравнению

$$\bar{G} = 0,5(G' + G''), \quad (45)$$

где  $G'$  и  $G''$  - осредненные за половину цикла расходы газа, соответственно на теплом и холодном концах регенератора.

Несовершенство теплообмена в регенераторе приводит как это следует из уравнения (7) - первого начала термодинамики к уменьшению холодопроизводительности на величину

$$q_p = 0,5 \bar{G} c_p \Delta T (1 - \eta_p), \quad (46)$$

где:  $\Delta T = T_c - T_o$  - разность температур потока на входе и выходе из регенератора, коэффициент 0,5 учитывает периодичность работы регенератора. Тепловой КПД <sup>x)</sup> регенератора может быть найден из таблиц, приведенных в [8], как

$$\eta_p = \eta_p(NTU; \Gamma), \quad (47)$$

где критерий  $NTU = \frac{0,5 \alpha \cdot S}{G \cdot c_p}$ , а отношение тепловых эквивалентов насадки и газа  $\Gamma = \frac{2(mc)_{H \cdot R}}{G \cdot c_p}$ .

x) Тепловой КПД регенератора определяется как отношение действительного переданного тепла к максимальному, которое было бы передано при бесконечно малом  $\Delta T$  в каком-либо сечении.

Здесь приняты следующие обозначения:

$S$  - поверхность;

$\alpha$  - коэффициент теплоотдачи от газа к насадке регенератора;

$n$  - число циклов в единицу времени;

$m_n$  и  $c_n$  - масса и теплоемкость насадки регенератора.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в регенераторах ГKM при использовании сетчатых насадок может быть определен по критериальным зависимостям  $Nu = Nu(Re)$ , приведенным, например, в [25,26].

Гидравлическое сопротивление  $\Delta p$  газового тракта можно рассчитать по уравнению Фаннинга [8] или Дарси-Вейсбаха [12] по осредненным параметрам газа.

Гидравлические сопротивления  $\Delta p$  приводят к снижению КПД системы в результате действия двух факторов. Первый из них - увеличение подводимой эксергии на величину  $E_r$ , равную работе проталкивания газа через это сопротивление,

$$E_r = \Delta p \cdot \frac{G}{\rho}, \quad (48)$$

где  $\bar{\rho}$  - средняя плотность газа.

Влияние гидравлических сопротивлений можно учесть и другим способом - при определении холодопроизводительности машины.

Например, для ГKM Гиффорда-Макмагона давление в объеме  $V_0$  ступени окончательного охлаждения будет отличаться от давления в ресиверах на величину  $\Delta p$  (рис.21).

В процессе II-III  $p = p_m - \Delta p$ , в процессе IV-I  $p = p_n + \Delta p$ . Это приводит к уменьшению площади индикаторной диаграммы и, следовательно, холодопроизводительности на величину

$$q_r = \frac{2}{t_{cs}} \cdot \Delta p \cdot V_{om}. \quad (49)$$

Для ГKM, относящихся к семействам  $VN$ , где  $m_2 = idem$ , величина  $q_r$ , уменьшающая холодопроизводительность, также может быть рассчитана по уравне-

нию ( 49 ). Однако вместо  $\Delta p$  необходимо подставлять величину  $\Delta p_0$ , которая соответствует изменению давления в СОО вследствие гидравлического сопротивления. В общем случае  $\Delta p_0 \neq \Delta p$ , поскольку гидравлические сопротивления влияют на изменение давления как в объеме  $V_0$ , так и в объеме  $V_c$ . Величина  $\Delta p_0$  может быть определена из уравнений:

$$|\Delta p| = \sum |\Delta p_i|, \quad (50)$$

$$\sum \Delta M_{r_i} = 0, \quad (51)$$

где  $\Delta p_i$  и  $\Delta M_{r_i}$  - изменение давления и массы газа в " ? " полости вследствие гидравлических сопротивлений.

Например, для ГKM по циклу Стирлинга, рис. 22, в случае прерывистого движения поршня I и вытеснителя 2 в процессе II-III давления будут равны:  $p_c = p + \Delta p_c$  - в объеме  $V_c$  и  $p_0 = p - \Delta p_0$  - в объеме  $V_0$ , где  $p$  - давление в идеальном цикле. Учитывая, что  $\Delta p = \Delta p_0 + \Delta p_c$ , при расчете по осредненным величинам определим из ( 50 ) и ( 51 ):

$$\Delta p_0 = \frac{\Delta p}{1 + \frac{T_c}{T_0} \frac{\bar{V}_0}{\bar{V}_c}}, \quad (52)$$

где  $\bar{V}_0$  и  $\bar{V}_c$  - осредненные величины объемов  $V_0$  и  $V_c$  в процессе II-III.

Перетечки газа через уплотнения вытеснителей приводят к уменьшению холодопроизводительности на величину

$$q_n = 0,5 \epsilon_n c_p (T_c - T_n''), \quad (53)$$

где  $\epsilon_n$  и  $T_n''$  - расход газа через уплотнение и температура его на входе в СОО.

Перетечки газа через уплотнения зависят от многих конструктивных факторов.

Для щелевого уплотнения они могут быть оценены



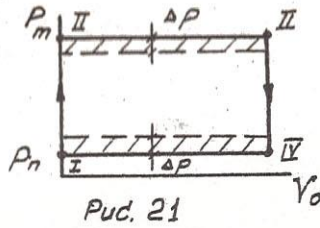


Рис. 21

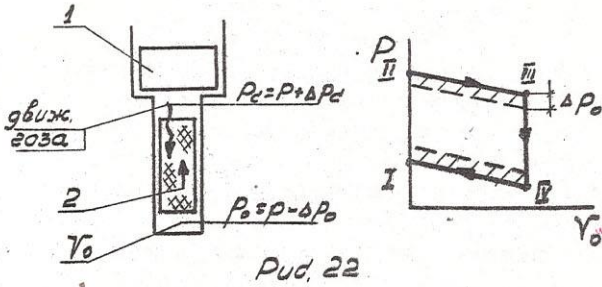


Рис. 22

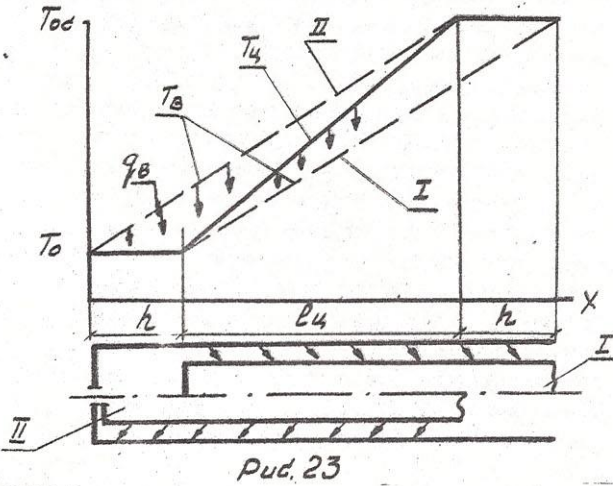


Рис. 23

теоретическим путем; при этом можно пользоваться зависимостями, полученными для статических условий [18].

Величина  $T_n''$  может быть рассчитана из уравнения теплоотдачи в щелевом зазоре

$$\epsilon c_p \rho \frac{dT_n}{dx} = \alpha \cdot \bar{S} [T_w(x) - T_n], \quad (54)$$

где  $\bar{S}$  - удельная поверхность теплообмена на единицу длины;

$T_w(x)$  - изменение температуры стенки по длине, которое во многих случаях может быть принято линейным.

При качественном исполнении направляющих перетечки относительно невелики и в расчетах ими можно пренебречь.

Теплоперенос при движении вытеснителей (или поршней)

$\rho_a$  также вызывает уменьшение холодопроизводительности, особенно заметное в машинах малой холодопроизводительности.

Этот тепловой поток обусловлен теплообменом в зазоре между цилиндром и вытеснителем. Распределение температуры по длине цилиндра и вытеснителя неодинаково. Вследствие этого при возвратно-поступательном движении вытеснителя возникает поток тепла из теплой полости, например  $V_c$ , в холодную, например  $V_o$ . На рис. 23 показано в качестве примера направление теплового потока при движении вытеснителя, разделяющего объемы  $V_c$  и  $V_o$ . Сплошной линией показано распределение температуры по цилиндру

$T_c$ , штриховой - по вытеснителю  $T_B$ . В то время, когда вытеснитель находится в крайнем положении I, тепловой поток направлен от цилиндра к вытеснителю, где он аккумулируется. Перемещение вытеснителя в объем  $V_o$  (положение II) приводит к изменению направления теплового потока. В этом положении тепловой поток направлен к стенке цилиндра. Таким образом, в то время, когда вытеснитель находится в объеме  $V_o$ , туда вносится тепло, вследствие чего уменьшается холодопроизводительность машины.

В связи с тем, что величина радиального зазора, как правило, невелика ( $\delta_3 \leq 0,5$  мм), то можно принять, что теплоперенос происходит вследствие теплопроводности газа в зазоре  $q_{в\lambda}$ . Кроме того, в общем случае существует лучистый тепловой поток  $q_{в\lambda}$ , который при  $T_B > T_{0c}$ , например, для теплоиспользующих машин, имеющих СПТ вида  $h$ , может быть соизмерим с  $q_{в\lambda}$ . Таким образом,

$$q_B = q_{в\lambda} + q_{в\lambda} \quad (55)$$

В первом приближении можно принять, что изменение во времени температуры цилиндра и вытеснителя вследствие аккумуляции тепла пренебрежимо мало. Тогда элементарный тепловой поток для элемента вытеснителя  $dx$  за время термического взаимодействия с цилиндром  $dt_k$  можно найти как

$$d^2 q_{в\lambda} = \frac{\lambda_r \pi d_3}{\delta_3} [T_ч(x) - T_в(x)] dx dt_k, \quad (56)$$

$$d^2 q_{в\lambda} = \varepsilon_{np} A t d_3 \left\{ [T_ч(x)]^4 - [T_в(x)]^4 \right\} dx dt_k, \quad (57)$$

где  $\lambda_r$  - теплопроводность газа ;  
 $d_3$  - диаметр цилиндра;  
 $\delta_3$  - радиальный зазор;  
 $\varepsilon_{np}$  - приведенная степень черноты;  
 $A$  - постоянная Стефана-Больцмана.

Таким образом, величина  $q_B$  может быть вычислена после интегрирования уравнений (56) и (57). Для этого необходимо задать зависимости  $T_ч = T_ч(x)$  и  $T_в = T_в(x)$



и закон движения вытеснителя по времени, который определяет время  $t_k$  термического контакта вытеснителя и цилиндра в объеме  $V_0$ .

Анализ показал [14], что удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных может быть получено, если принять температуры торцов вытеснителя равными средним температурам газа в соответствующих полостях, а зависимость  $T_0 = T_B(x)$  аппроксимировать прямой с разным углом наклона в характерных зонах вытеснителя. При этом вытеснитель условно можно разделить на три зоны - две из них длиной, равной ходу вытеснителя, находятся в термическом взаимодействии с обогреваемой (охлаждаемой) частью цилиндра. Третья зона разделяет первые две. Зависимость  $T_3 = T_3(x)$  можно задать так, что в зонах с внешним обогревом  $T_4 = idem$ , а между этими зонами  $T_4$  изменяется линейно.

С учетом этого получим для гармонического закона движения после интегрирования

$$q_{01} = \frac{\lambda_r \pi d_y h}{2 \cdot \delta_3} [T_{4i} - \bar{T}_{ri} + 0,375(\bar{T}_{ri} - T^*)]; \quad (58)$$

$$q_{01} = 0,5 \varepsilon_{op} A \pi d_y h [T_{4i}^4 - \bar{T}_{ri}^4 + 2 \bar{T}_{ri}^3 (\bar{T}_{ri} - T^*)], \quad (59)$$

где 
$$T^* = \frac{T_{4i} + 0,25 \Delta T_4 \frac{h}{\ell_4} + 0,5 K \Delta \bar{T}_r - 0,5 \bar{T}_{ri}}{0,5 + K},$$

$$K = \frac{(A \delta)_B}{(0,5 \ell_B - h)} \cdot \frac{\delta_3}{\lambda_r \pi d_y h}.$$

Здесь  $h$  - ход вытеснителя;  
 $\ell_B$  - длина вытеснителя;  
 $\ell_4$  - длина цилиндра между зонами с внешним теплоотводом;  
 $\delta_B$  - площадь поперечного сечения корпуса

вытеснителя;

$\Delta T_c$  - разность температур цилиндра между зонами с внешним теплообменом, например, для цилиндра, разделяющего СНГ и COO,  $\Delta T_c = T_c - T_o$  ;

$\Delta T_r$  - разность средних температур газа в этих зонах;

$T^*$  - температура вытеснителя в точках, разделяющих выделенные зоны.

Более подробно теплоперенос при возвратно-поступательном движении вытеснителя исследован в [21] .

Другие факторы, приводящие к уменьшению холодопроизводительности, могут быть определены известными методами. Например, теплоприток через изоляцию  $q_{и}$  - по формулам, приведенным в [18, 22] для соответствующего типа изоляции. Теплопереток по элементам конструкции можно оценить по уравнению Фурье [23] , составленному для соответствующего элемента.

Потери вследствие механического трения в приводе машины, приводящие к увеличению подводимой эксергии  $E^+$ , обычно учитываются механическим КПД привода  $\eta_m$ , который определяют экспериментально для соответствующего типа привода.

Таким образом, зная составляющие уравнений ( 18 ) и ( 20 ), можно вычислить еще на стадии проектирования ожидаемый эксергетический КПД машины.

Изложенная методика расчета позволяет провести только поверочный расчет рефрижератора, когда заданы его геометрические размеры. На этапе проектирования необходимо вначале выбрать размеры машины, а уже затем оценить ее КПД. Эта задача может быть решена на основе изложенной методики путем последовательных приближений.

При такой постановке задачи может быть рекомендована следующая последовательность:

I. Необходимо задать исходные данные:

- холодопроизводительность  $q_o$  ;
- температуры внешних источников и приемников тепла  $T_o$  ;  $T_c = T_{oc}$  (  $T_B > T_{oc}$  - для

теплоиспользующих машин

- тип привода машины и законы движения элементов, совершающих возвратно-поступательное движение.

2. Для расчета в первом приближении необходимо задать ряд параметров, существенно влияющих на характеристики машин. Величины этих параметров принимаются на основе опыта конструирования и экспериментального исследования машин соответствующего семейства и вида.

Таковыми величинами могут быть:

- число циклов в единицу времени или время цикла  $t_{cy}$ ;
- минимальное давление в цикле  $p_n$ ;
- степень изменения давления  $\varepsilon = \frac{p_m}{p_n}$  (для ГKM, имеющих СПП семейства  $N$ , вместо  $\varepsilon$  часто задают соотношение максимальных объемов СПП и СОО; поскольку величины  $\varepsilon$  и  $\omega$  в этом случае взаимосвязаны;

- некоторые конструктивные соотношения: объемов ре- генератора и максимального объема СОО -  $V_{om}$ , диаметра к ходу - для поршней и вытеснителей;

- газ, используемый в качестве рабочего тела (в подавляющем большинстве случаев для ГKM используется гелий).

На этом же этапе необходимо выбрать тип СПО: для температур  $T_0 > 40 + 60K$ , как правило, используются од- ноступенчатые машины, для  $T_0 < 40K$  - многоступенчатые [7].

3. По уравнениям, составленным для предельно идеа- лизированных циклов, определяются величины объемов в СОО и СПП, например, для СОО:

$$V_{om} = \frac{q_0 t_{cy}}{\Phi \cdot Kq} \quad (60)$$

- где  $q_0$  - заданная холодопроизводительность;
- $\Phi$  - функция величин, заданных п.п.1 и 2, ко- торая может быть определена как  $\Phi = \frac{qpdV_0}{V_{om}}$ , что следует, например, из уравнения (32);
- $Kq = \frac{q_0}{q_{ii}}$  - коэффициент, учитывающий уменьшение холодо-



производительности реального цикла по сравнению с идеальным.

Величина  $k_{\eta}$  в первом приближении может быть принята равной  $k_{\eta} = (1.2) \cdot \eta_e$ , а предполагаемый эксергетический КПД  $\eta_e$  может быть оценен на основе статистической обработки данных [1, 24].

Определив  $V_{om}$  и сохранив принятые в п. 2 соотношения, можно составить предполагаемую конструктивную схему ГKM и затем провести ее поверочный расчет. Принятые величины уточняются, как уже говорилось, путем последовательных приближений.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бродянский В.М. и др. Вопросы классификации и терминологии криогенных установок. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, М. 1976.
2. Леонова В.Ф. Термодинамика. "Высшая школа", М., 1968.
3. Мартынов А.В., Бродянский В.М. Сб. "Исследования по термодинамике". "Наука", М., 1975, с.31-36.
4. Бродянский В.М. и др. Криогенное и кислородное машиностроение. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974, № 4, с.5-7.
5. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М., "Энергия", 1973.
6. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Основы трансформации тепла и процессов охлаждения. "Энергия", М., 1968.
7. Микулин Е.И. Криогенная техника. "Машиностроение", М., 1969.
8. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. "Энергия", М., 1967.
9. Фастовский В.Г. и др. Криогенная техника. "Энергия", М., 1974.
10. Архаров А.М. Низкотемпературные газовые машины. "Машиностроение", М., 1964.
11. Walker G. *Cryogenics*, V.14, 1974, № 8, p.459.
12. Справочник по физико-техническим основам криогеники. Под ред. Малкова М.П. "Энергия", М., 1973.
13. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Сб. "Техника низких температур". ЛТИХП, Л., 1971, с.211.
14. Синявский Ю.В., Боярский М.Ю. Сб. "Техника низких температур". ЛТИХП, Л., 1971, с.57.
15. Шнайд И.М. "Инженерно-физический журнал", 1968. Т.12, № 5, с.847.
16. Шнайд И.М. и др. Техника низких температур. ЛТИХП, Л., 1971, с.28.

17. Бодровский М.Ю. Доклады научно-технической конференции, подсекция ПТКО, МЭИ, М., 1969, с.147.
18. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения. Под ред.Епифановой В.И.. "Машиностроение", М., 1973.
19. Подольский А.Г. Метод расчета термогазодинамических параметров в криогенных машинах регенеративного газового цикла. Труды ФТИНТ. Вып.1, 1970, Харьков.
20. Подольский А.Г. Сб."Вопросы гидродинамики и теплообмена в криогенных системах". Вып.IV, АН УССР, ФТИНТ, Харьков, 1974, с.49.
21. Подольский А.Г. Сб."Вопросы гидродинамики и теплообмена в криогенных системах." Вып.IV, АН УССР, ФТИНТ, Харьков, 1974, с.40.
22. Каганер М.Г. Тепловая изоляция в технике низких температур. "Машиностроение", М., 1966.
23. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. "Энергия", М., 1975.
24. Бродянский В.М., Синявский Ю.В. Сб."Криогенное и кислородное машиностроение". ЦИТИХИМФЭТМАШ, 1974, № 4.
25. Афанасьев В.И. и др.Сб."Вопросы криогенной техники". ОПИ, Омск, 1974, с.50.
26. Хринижек В. Регенераторы газотурбинных установок. Машгиз, М-Л, 1962.



СО Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ . . . . .	3

Р А З Д Е Л I

СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ РЕФРИЖЕРАТОРОВ  
С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ

1. Обобщенная структурная схема рефрижератора . . . . .	5
2. Условия работоспособности рефрижераторов с нестационарными потоками . . . . .	15
3. Анализ процессов в ступени подготовки рабочего тела . . . . .	21
4. Анализ процессов в ступени окончательного охлаж- дения . . . . .	28
5. Построение принципиальных схем на основе систе- матизации основных процессов рефрижераторов . . . . .	37

Р А З Д Е Л II

ОСНОВЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК

1. Основные положения расчетной методики . . . . .	42
2. Анализ предельно идеализированных циклов . . . . .	46
3. Анализ потерь в реальных циклах . . . . .	55
ЛИТЕРАТУРА . . . . .	66