

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «САМАРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА (НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

Криогенная техника

Электронный образовательный контент

Работа выполнена по мероприятию блока 1 «Совершенствование образовательной деятельности» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка образовательных контентов в рамках мастер-класса по внедрению и использованию СЭДО в реальном учебном процессе» Соглашение № 1/27 от 03 июня 2013 г.

УДК 621.5

К 82

Авторы: **Благин Евгений Валерьевич,**
Некрасова Светлана Олеговна,
Угланов Дмитрий Александрович,
Шиманов Артём Андреевич

Рецензент: Михеев В.А., д.т.н., профессор кафедры ОМД

Компьютерная верстка: Д. А. Угланов

Доверстка: Д. А. Угланов

Криогенная техника [Электронный ресурс]: электронный образовательный контент / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Е. В. Благин, С. О. Некрасова, Д. А. Угланов, А. А. Шиманов. - Электрон. текстовые и граф. дан. (15,9 Мбайт). - Самара, 2013. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В состав контента электронного дистанционного курса входят:

1. Презентации лекций;
2. Электронное учебное пособие;
3. Вопросы к зачету;
4. Рабочая программа.

Электронный образовательный контент предназначен для подготовки специалистов по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Бортовая энергетика» в 6 семестре, специалистов по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Системы охлаждения энергетических установок» в 8 семестре, магистров по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Бортовые энергетические системы и установки» в семестре В.

Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

КРИОГЕННАЯ ТЕХНИКА

Лекция №1

Технологию, связанную с
получением и использованием
температур ниже 120 К, называют
криогеникой, а технику для создания
этих температур называют
криогенной техникой.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Классификация криогенных установок

Криогенные установки классифицируют по ряду признаков: по назначению, способу получения низких температур, типу расширительного устройства, по величине начального давления воздуха и др.

а) по назначению различают установки:

- холодильные (криорефрижераторы) – для получения низкотемпературного холода. По международной классификации это так называемые *R*-системы;
- сжижительные – для выработки сжиженного газа (воздуха). Это *L*-системы;
- газоразделительные – для разделения газовой смеси на составные части. Это *D*-системы.

б) по способу получения низких температур:

- дроссельные – использующие дроссель-эффект Джоуля-Томсона;
- детандерные – расширением, с отводом работы расширения;
- дроссельно-эжекторные;
- использующие вихревой эффект Ранка-Хильша и др.

в) по давлению воздуха различают установки:

- низкого давления (давление сжатия $P_{сж} \cong 0,5-0,6$ МПа);
- среднего давления ($P_{сж} \cong 2-5$ МПа);
- высокого давления ($P_{сж} \cong 15-20$ МПа).

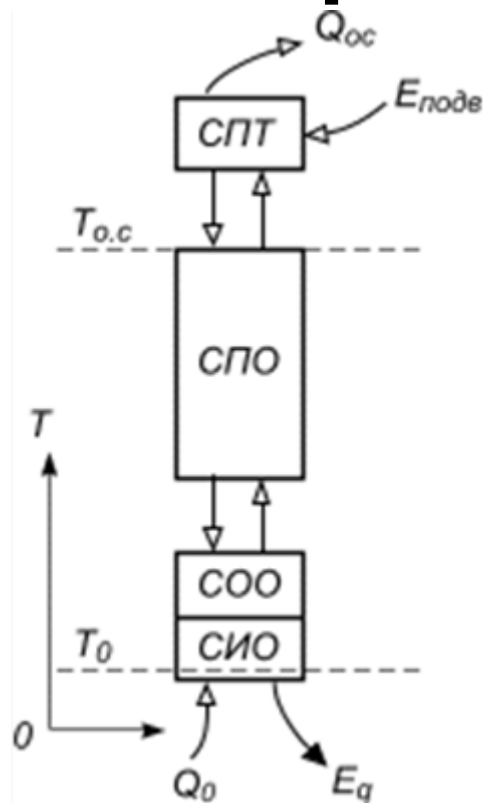
Классификация криогенных установок

В настоящее время выпускают воздухоразделительные установки более 30 наименований. Принципы индексации конкретных установок отражают их основное назначение и уровень производительности. Индексы установок составлены из первых букв названий продуктов:

К – кислород технический; **Кт** – кислород технологический; **А** – азот; **Аж** – азот жидкий; **Кж** – кислород жидкий; **Арж** – аргон жидкий.

Цифра в индексе установки обозначает уровень производительности по основному продукту в тысячах кубических метрах для газообразных продуктов или в тысячах килограммов для жидких продуктов, например: 35 – 35000 м³/ч; 6 – 6000 кг/ч. Для примера также, обозначение ВРУ НПО "Криогенмаш" – КААр-15 означает: установка производит газообразные технический кислород, азот, аргон. Производительность по кислороду – 15000 м³/ч.

Структурная схема газожидкостного трансформатора теплоты



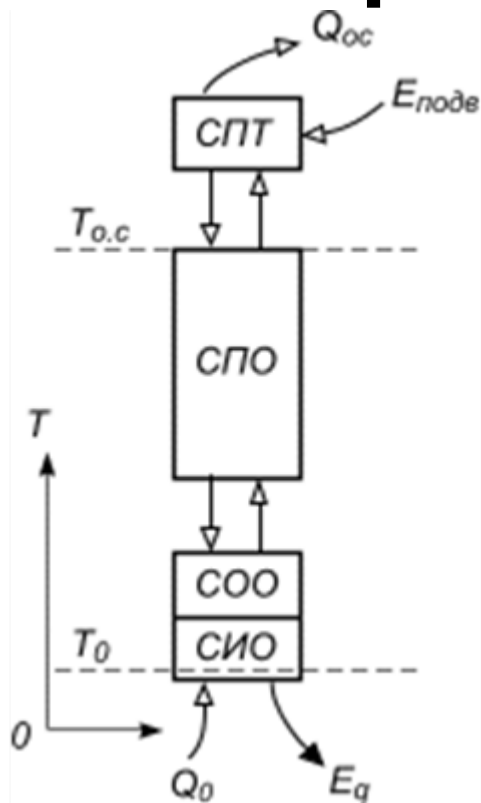
Все криогенные трансформаторы теплоты, независимо от назначения можно представить себе в виде единой структурной схемы. Они все содержат ступени одинакового назначения.

Ступень подготовки рабочего тела (СПТ) располагается выше температурного уровня окружающей среды $T_{o.c.}$. **Задача СПТ – повысить эксергию рабочего тела (воздуха) для работы установки в целом.**

Она достигается повышением давления воздуха в компрессоре за счет подвода механической (электрической) энергии $E_{подв}$, с отводом теплоты охлаждения $Q_{o.c.}$ в окружающую среду.

СПТ – ступень подготовки рабочего тела; СПО – ступень предварительного охлаждения; СОО – ступень окончательного охлаждения; СИО – ступень использования охлаждения

Структурная схема газожидкостного трансформатора теплоты



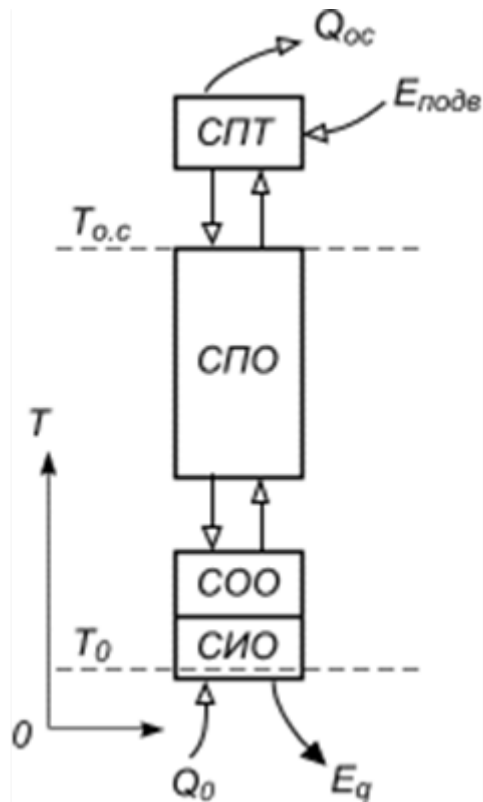
Непосредственно за СПТ размещается ступень предварительного охлаждения (СПО). Здесь охлаждение осуществляется, как правило, за счет регенерации холода. Но может применяться и вспомогательная холодильная машина – как дополнение. Характерная особенность – процессы в СПО протекают при температуре существенно ниже $T_{o,c}$.

Далее идет ступень окончательного охлаждения (СОО). Здесь рабочее тело охлаждается до самой низкой температуры – температуры конденсации (кипения) воздуха T_0 . Здесь используются процессы внутреннего охлаждения – дросселирование воздуха и расширение его в детандере.

СПТ – ступень подготовки рабочего тела; СПО – ступень предварительного охлаждения; СОО – ступень окончательного охлаждения; СИО – ступень использования охлаждения

Непосредственно к СОО примыкает ступень использования охлаждения (СИО). В этой ступени L-системы отводится жидкий воздух. С этим воздухом отводится и часть эксергии холода – E_q .

Структурная схема газожидкостного трансформатора теплоты



Если трансформатор теплоты работает в режиме рефрижератора (R -система), то отвода жидкого воздуха нет. Теплота охлаждаемого объекта Q_0 идет на испарение жидкого воздуха. При этом эксергия E_q передается охлаждаемому объекту.

СПТ – ступень подготовки рабочего тела; СПО – ступень предварительного охлаждения; СОО – ступень окончательного охлаждения; СИО – ступень использования охлаждения

Лекция №2

ТЕХНИКА НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Известны различные способы получения низких температур.

Выбор того или иного способа зависит от температурного уровня охлаждения, преследуемой цели (сжижение газа или охлаждение какого-либо объекта), масштабов (лабораторная или промышленная установка) и ряда других факторов. Расчет и анализ процессов получения холода, оценка их эффективности производятся на основании термодинамических соотношений.

НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Охлаждение системы до температуры T_1 лежащей ниже температуры T_2 окружающей среды (воздух, вода), и поддержание системы при этой температуре требуют переноса тепла Q_1 с уровня T_1 на уровень T_2 .

НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

$$dQ = du + A p dv$$

При рассмотрении холодильных процессов широко используется понятие энтальпии i , которая определяется соотношением:

$$di = du + d(pv) = du + p dv + v dp$$

Пользуясь этим соотношением, можно представить первый закон термодинамики в виде:

$$dQ = di - v dp$$

На основании второго закона термодинамики изменение энтропии S выражается уравнением:

$$dS = \frac{dQ}{T}$$
$$dS = \frac{du + A p dv}{T} = \frac{di - A v dp}{T}$$

НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Установим связь между i и S , с одной стороны, и независимыми термическими параметрами p и T — с другой:

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp$$

или

$$di = c_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp,$$

где c_p — удельная молярная теплоемкость при постоянном давлении.

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T dp,$$

$$dS = \frac{c_p}{T} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T dp.$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial p} \right)_T = -A \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p,$$

$$dS = \frac{c_p}{T} dT - A \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp.$$

НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

$$c_p dT - AT \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp + Av dp = 0$$

Из последнего соотношения можно получить выражение для коэффициента α_i , характеризующего изменение температуры газа при изоэнтальпийном расширении (дросселировании):

Коэффициент α_i называется дифференциальным эффектом Джоуля — Томсона.

Для изоэнтропического процесса ($S = \text{const}$) на основании уравнения

$$dS = \frac{c_p}{T} dT - A \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$
 выражение для коэффициента α_s ,

характеризующего изменение температуры газа при изоэнтропийном расширении его:

$$\alpha_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_S = A \frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

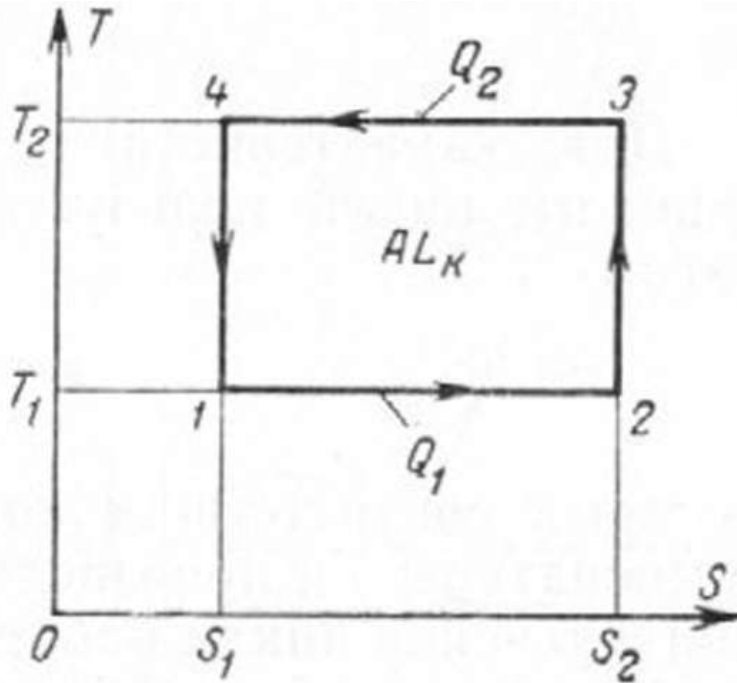
ПОЛУЧЕНИЕ ХОЛОДА

Для осуществления процесса охлаждения необходимо присутствие рабочего вещества (хладоагента), энтропия которого зависит не только от температуры, но и от другого контролируемого параметра, например давления. Такая зависимость характерна для реальных газов и паров. Оперируя с ними в холодильных установках, осуществляют два основных процесса:

- 1) **изотермическое сжатие**, сопровождающееся уменьшением энтропии при постоянной температуре и возрастающем давлении;
- 2) **адиабатическое расширение**, сопровождающееся понижением температуры и давления при неизменной энтропии системы.

Для того чтобы осуществлять непрерывное охлаждение объекта, выделяющего в единицу времени определенное количество тепла, которое должно переноситься с низкого на высокий температурный уровень, следует вернуть хладоагент в исходное состояние, а затем повторить процесс. Это достигается чередованием в определенной последовательности элементарных процессов изменения состояния хладоагента, составляющих холодильный цикл.

ПОЛУЧЕНИЕ ХОЛОДА



Для оценки эффективности реальных циклов и их анализа большое значение имеет обратимый цикл Карно, который теоретически позволяет получить максимальное количество холода при определенной величине затраченной работы. Цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. Тепло Q_1 отводится при постоянной и наиболее низкой температуре T_1 вдоль линии 1-2.

Хладагент адиабатически сжимается (линия 2-3), что приводит к повышению его температуры до значения T_2 ; при этой температуре количество тепла Q_2 отводится вдоль линии 3 - 4 в окружающую среду (воздушное или водяное охлаждение).

$$Q_2 = Q_1 + AL_{\text{к}}$$

где $L_{\text{к}}$ — работа, затрачиваемая в цикле. Затем хладагент адиабатически расширяется (линия 4—1), что сопровождается понижением его температуры до величины T_1 . Цикл замыкается, а затем повторяется.

ПОЛУЧЕНИЕ ХОЛОДА

Для цикла Карно:

$$AL_K = Q_1 \frac{T_2 - T_1}{T_1}.$$

Работа, затрачиваемая к цикле Карно, минимальна и служит критерием при оценке эффективности реальных циклов.

Для характеристики термодинамической эффективности цикла пользуются холодильным коэффициентом:

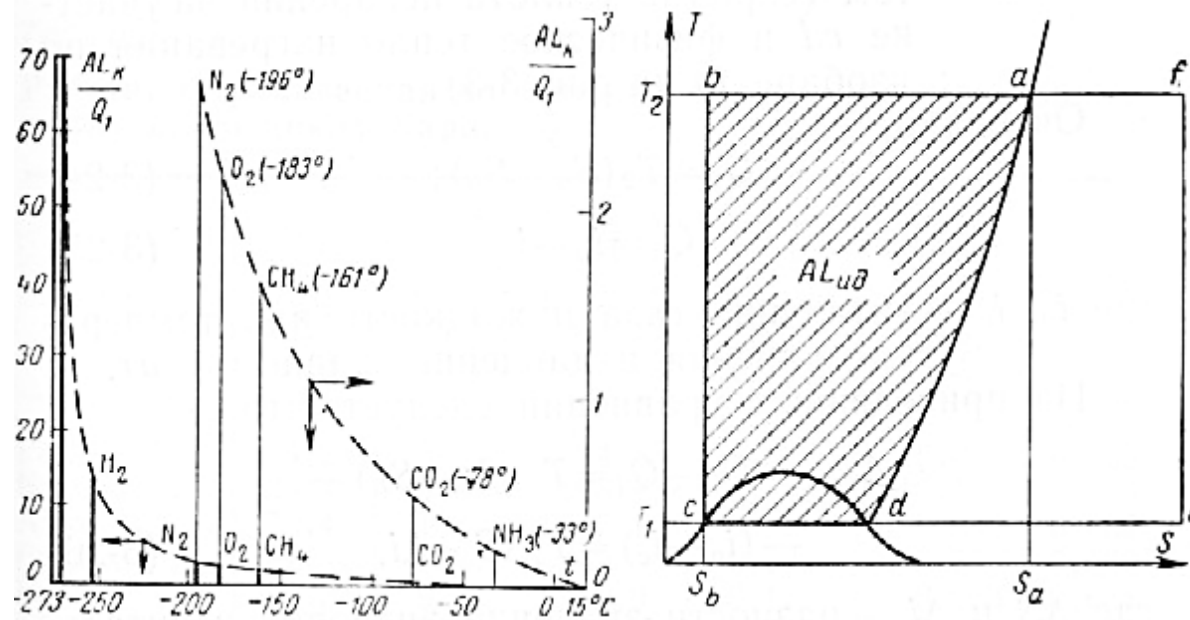
$$Q_1 = Q_2 \frac{T_1}{T_2}, \quad \epsilon = \frac{Q_1}{AL}$$

Холодильный коэффициент цикла Карно:

$$\epsilon_K = \frac{Q_1}{AL_K} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}.$$

Из данной формулы следует, что холодильный коэффициент цикла Карно, имеющий максимальное значение, определяется только значениями T_1 , и T_2 и не зависит от свойств хладагента.

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СЖИЖЕНИЯ ГАЗА



На рисунке показана зависимость L_k/Q_1 от T_1 при $T_2=288^\circ\text{K}$ (15°C). Из кривой видно, что с понижением температуры охлаждения T_1 , затрачиваемая работа стремительно возрастает, особенно при $T_1 < 20^\circ\text{K}$. Это означает, что стоимость холода с понижением температуры резко повышается.

Дополнительным осложнением является уменьшение термодинамического к. п. д. реального цикла с понижением температуры охлаждения. Термодинамический к. п. д.: $\eta = \frac{\epsilon_p}{\epsilon_K}$

где ϵ_p — холодильный коэффициент реального цикла.

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СЖИЖЕНИЯ ГАЗА

Газ сжимается при температуре T_2 (290—300° К), которая значительно выше критической температуры газа, по изотерме ab от давления $p_1=1\text{ ат}$ до p_2 , а затем расширяется по изоэнтропе bc до давления p_1 при этом происходит полное сжижение газа (точка c лежит на кривой насыщенной жидкости). Тепло отводится при температуре T_1 кипения жидкости под давлением p_1 (линия cd). Очевидно, жидкость способна отвести тепло, эквивалентное разности энтальпий в точках d и c , т. е. скрытой теплоте испарения под давлением p_1 . Насыщенный пар, соответствующий точке d , нагревается вдоль изобары da до температуры T_2 , и цикл замыкается.

При изотермическом сжатии выделяется количество тепла Q_2 , которое определяется по уравнению):

$$Q_2 = Q_1 + L_{\text{ИД}}$$

где $L_{\text{ИД}}$ — работа, затрачиваемая в идеальном цикле; Q_1 — количество тепла, отведенного хладагентом (скрытая теплота испарения на участке cd и физическое тепло нагревания по изобаре da). Очевидно,

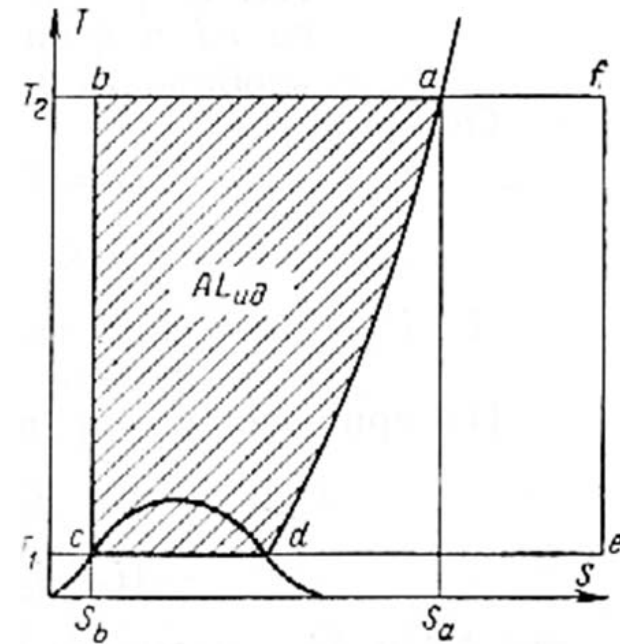
$$Q_2 = T_2(S_a - S_b);$$

$$Q_1 = i_a - i_c$$

где i_a , i_c — энтальпия газа и жидкости при температуре кипения и давлении, равном 1 ат. Из приведенных уравнений следует, что

$$L_{\text{ИД}} = Q_2 - Q_1 = T_2(S_a - S_b) - (i_a - i_c) = T_2\Delta S - \Delta i,$$

где ΔS и Δi — разности значений энтропии и энтальпии газа при начальной температуре T_2 (290—300° К) и жидкости при температуре ее кипения, соответствующие одному и тому же давлению p_1 .



ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СЖИЖЕНИЯ ГАЗА

Нетрудно убедиться, что работа, затрачиваемая в идеальном цикле, меньше, чем в цикле Карно. Это объясняется тем, что в последнем случае все количество тепла должно отводиться на наиболее низком температурном уровне T_1 , тогда как в идеальном цикле часть его отводится вдоль линии da при более высоких значениях температуры. На рисунке площадь под линией sda равна площади под линией sde , соответствующей Q_1 в цикле Карно; таким образом, работа, затрачиваемая в цикле Карно, эквивалентна площади $sebf$, которая больше площади $abed$, характеризующей работу, затрачиваемую в идеальном цикле.

Работа, затрачиваемая на сжижение газов по идеальному циклу $L_{ид}$ и циклу Карно L_K

Газ	Нормальная температура кипения T , °К	Теплота, отводимая при сжижении, Δi , ккал/кг	Скрытая теплота испарения r , ккал/кг	Работа по идеальному циклу $L_{ид}$, квт·ч/кг	Работа по циклу Карно L_K , квт·ч/кг	$L_{ид}/L_K$
Гелий . . .	4,2	373,3	4,85	1,9	30,6	0,062
Водород . . .	20,4	944	108,5	3,31	15,1	0,219
Азот . . .	77,4	103,5	47,1	0,22	0,346	0,635
Воздух . . .	82	102,3	49	0,205	0,31	0,660
Кислород . . .	90,2	97	50,9	0,177	0,263	0,674
Метан . . .	111,7	218	122	0,307	0,426	0,720
Этилен . . .	169,4	159	115	0,119	0,143	0,831

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СЖИЖЕНИЯ ГАЗА

Интересно сопоставить результаты, полученные для гелия и водорода. При сжижении гелия, обладающего малой скрытой теплотой испарения и в то же время очень низкой температурой кипения, 98,7% тепла отводится в идеальном цикле при температуре, более высокой, чем температура кипения; по циклу же Карно все тепло должно быть отведено при наиболее низкой температуре ($4,2^\circ \text{K}$), при которой холодильный коэффициент весьма мал ($\epsilon_{\text{K}} \approx 0,014$). При сжижении водорода по идеальному циклу 11,5% тепла отводится при температуре, превышающей точку кипения, а холодильный коэффициент цикла Карно в этом случае увеличивается до 0,07. Этим и объясняются соотношения величин, приведенных в таблице для гелия и водорода.

Идеальный цикл сжижения газов практически неосуществим; достаточно сказать, что для сжижения, например, воздуха его пришлось бы сжимать до давления порядка 500 000 ат.

Лекция №3

**В промышленности известны три
общих способа получения низких
температур:**

- 1) испарение низкокипящих жидкостей;
- 2) использование эффекта Джоуля — Томсона (дросселирование);
- 3) адиабатическое расширение газа с совершением внешней работы. В некоторых случаях эти способы комбинируются.

Дросселирование

Различают дифференциальный, интегральный и изотермный дроссель-эффекты Джоуля-Томсона.

Дифференциальный дроссель-эффект α_i , это отношение бесконечно малого изменения температуры газа к бесконечно малому изменению давления при $i=const$:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i = \alpha_i$$

Здесь $\partial P < 0$ – всегда, т.к. $P_2 < P_1$. Тогда при понижении температуры, т.е. при $T_2 < T_1$: $\partial T > 0$ и, следовательно, $\alpha_i > 0$. Это положительный дроссель-эффект.

Интегральный дроссель-эффект ΔT_i показывает суммарное изменение температуры при конечном перепаде давлений ΔP_i (при $i=const$):

$$\Delta T_i = T_2 - T_1 = \int_{P_1}^{P_2} \alpha_i \cdot dP = \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right) dP$$

Изотермный эффект дросселирования представляет собой разность теплосодержаний сжатого (до дросселирования) и расширенного газа при одной и той же температуре – Δi_T . Это очень важная величина в расчетах криогенных установок.

Дросселирование

Дросселирование – это адиабатное расширение газа в условиях стационарного течения без совершения внешней работы и приращения скорости. Практически, это течение газа через какое-либо гидравлическое сопротивление – дроссельный вентиль, заслонку, жиклер, капилляр и т.п.

Поскольку не происходит энергообмена с окружающей средой, то процесс протекает при $i_1 = i_2 = const$.

В зависимости от природы газа и параметров проведения процесса температура газа может меняться по-разному:

- понижаться – $\Delta T < 0$, т.е. $T_2 < T_1$;
- повышаться – $\Delta T > 0$, т.е. $T_2 > T_1$;
- оставаться неизменной – $\Delta T = 0$, т.е. $T_2 = T_1$.

Это явление носит название дроссель-эффекта Джоуля-Томсона в честь британских физиков, исследовавших это явление.

Дросселирование

Между изотермным и интегральным эффектами Джоуля-Томсона существует зависимость:

$$\Delta i_T = c_p \cdot \Delta T_i$$

где c_p – средняя изобарная теплоемкость воздуха в интервале изменения температур при дросселировании

Один и тот же газ при различных начальных температурах может иметь различный дроссель-эффект. Рассмотрим это на примере воздуха



Воздух дросселируется от начальных параметров P_1 и T_1 (т. 1) до давления P_2 . Конечное состояние отображается т. 2. Она лежит на пересечении изобары P_2 и изоэнтальпы i_{1-2} . Видно, что $T_2 < T_1$, т.е. газ охлаждается. Это наблюдается в том случае, если линии $i=const$ имеют падающий характер со снижением давления. Эти линии имеют максимумы, которые с повышением температуры смещаются в сторону низких давлений. При этом максимумы становятся менее выраженными и при какой-то температуре исчезают совсем. Эта температура называется температурой инверсии.

Дросселирование

Линия, соединяющая максимумы изоэнтальп, называется *инверсионной кривой*. Инверсионная кривая делит диаграмму на две области. В правой области дросселирование приводит к охлаждению воздуха (процессы 1-2, 1'-2', 7-8). В левой – к нагреву (начало процесса 1''-2''). К нагреву ведет и процесс дросселирования, если начальная температура газа выше $T_{инв}$ (процесс 5-6).

У водорода и гелия $T_{инв}$ значительно ниже температуры окружающей среды, поэтому дросселирование этих газов при $T_{о.с}$ приводит к их нагреву и не может быть использовано для понижения температуры.

Из диаграммы видно, что дроссель-эффект ΔT_i будет максимальным, если начальное давление дросселирования лежит на кривой инверсии.

Дросселирование

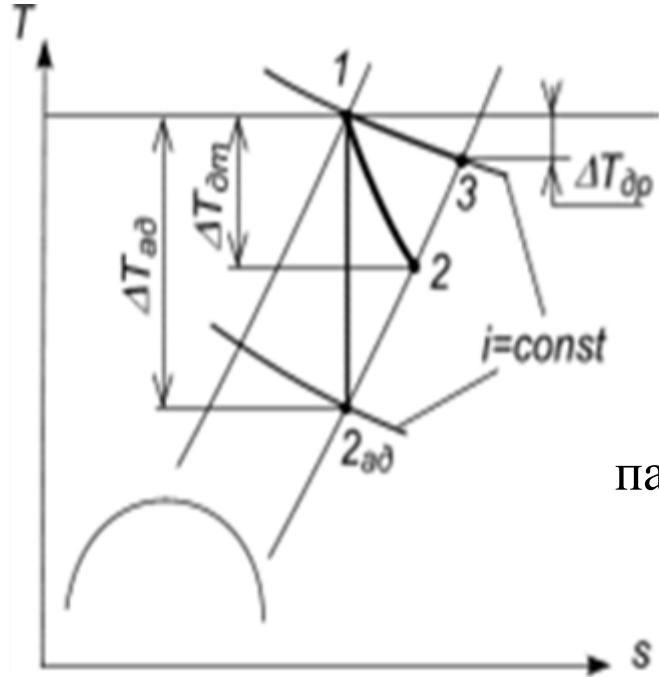
Для воздуха с температурой $T_{o.c}$ это давление составляет примерно 42 МПа. Дальнейшее повышение давления приводит к понижению охлаждающего эффекта (см. процессы 1-2, 1'-2', 1''-2'', проведенные при одной и той же начальной температуре).

На практике, при дросселировании воздуха с начальной температурой $T_{o.c}$ и давлениях $P_1=20$ МПа и $P_2=0,1$ МПа, эффект охлаждения составляет примерно 30° .

Максимальный эффект охлаждения для любого газа достигается при дросселировании в области влажного пара и вблизи критической точки.

Расширение газа в детандере

Наиболее эффективным способом получения низких температур был бы изоэнтропный процесс расширения газа. Это процесс расширения с совершением работы при отсутствии теплообмена с окружающей средой и при отсутствии какого-либо трения (т.е. процесс для идеального газа).



На диаграмме этот процесс изображается вертикальной линией 1-2_{ад} ($s=const$).

1-2_{ад} – изоэнтропный процесс;

1-2 – расширение в детандере;

1-3 – дросселирование

В таком процессе начальные и конечные параметры газа связаны уравнением адиабаты:

$$\frac{T_1}{T_{2ад}} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

где $k=1,4$ – показатель адиабаты для воздуха.

Конечный эффект понижения температуры можно вычислить:

$$\Delta T_{ад} = T_1 - T_{ад} = T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Расширение газа в детандере

В реальных условиях изоэнтропный процесс расширения реализовать нельзя, так как газ обладает вязкостью и всегда присутствует трение. Нельзя также избежать теплопритока. Поэтому реальные процессы идут с меньшим эффектом охлаждения $\Delta T_{\text{дт}}$ и с увеличением энтропии – процесс 1-2.

Величина эффекта охлаждения будет зависеть от КПД детандера – механизма, в котором производится расширение. Значение внутреннего относительного КПД, достаточно точно для практических расчетов, может быть вычислено по соотношению:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{l_{\text{дт}}}{l_{\text{ад}}} = \frac{i_1 - i_2}{\frac{k-1}{k} RT_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \frac{c_p (T_1 - T_2)}{c_p (T_1 - T_{2\text{ад}})} = \frac{1 - \frac{T_2}{T_1}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Расширение газа в

детандере
Наиболее эффективными турбодетандерами конструкции П.Л. Капицы, созданные им в 1938 г. ($\eta_{КПД} > 0,8$).

В настоящее время КПД крупных ТД с диаметром рабочего колеса 200-250 мм достигают значений 0,85-0,9. В меньших ТД: при $D_{р.к} = 100-200$ мм, КПД составляет 0,85-0,9;

30-100 мм – 0,6-0,7;

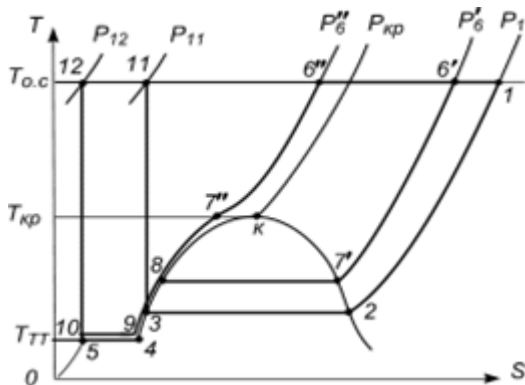
10-30 мм – 0,3-0,4.

Основная трудность – в создании надежной теплоизоляции.

Нужны хладостойкие материалы, т.к. обороты ротора велики. Нужны специальные опоры с газовой смазкой. Каналы проточной части должны выполняться очень тщательно.

Срабатываемые перепады давлений невелики, т.к. они ограничены скоростями потоков и числом ступеней. Поэтому ТД применяются, как правило, в установках средних и низких давлений.

Теоретические процессы сжижения газов (воздуха)



Идеальный процесс конденсации газов, для которых $T_{o.c} \gg T_{кр}$, может быть проведен тремя методами. Нагляднее эти методы можно отобразить на $T-s$ -диаграмме.

Пусть начальное состояние воздуха соответствует условиям окружающей среды. На диаграмме это параметры в т.1 ($T_1 = T_{o.c} \cong 288 \text{ К}$; $P_1 \cong 0,1 \text{ МПа}$). Тогда, получение жидкого воздуха при том же давлении (в т.3 $P_3 = P_1$), возможно следующими способами:

Теоретические процессы сжижения воздуха на T, s -диаграмме:

- а) 1-2-3 – охлаждением без предварительного сжатия;
- б) 1-6-8-3 – охлаждением с предварительным сжатием воздуха;
- в) 1-11-3 – изотермным сжатием и адиабатным расширением;

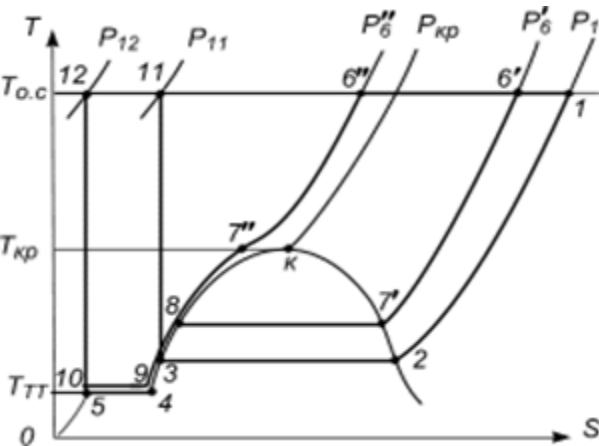
$T_{тт}$ – температура тройной точки

1) Охлаждением воздуха без предварительного сжатия.

В этом способе при неизменном давлении ($P_1 = const$) от воздуха отводится теплота (процесс 1-2). Температура снижается от $T_{o.c}$ до начала фазового перехода в т.2. Теплота охлаждения отводится в окружающую среду какой-либо вспомогательной холодильной или криогенной установкой.

Если в области влажного пара и дальше отводить теплоту, то при неизменной температуре будет происходить конденсация воздуха – процесс 2-3. В конце этого процесса весь газ перейдет в жидкость с параметрами т.3. Теплота конденсации: $q_k = i_2 - i_3$. На весь переход от газа к жидкости количество теплоты, которое надо отвести от воздуха, будет $q_{ож} = i_1 - i_3$, а минимальная затраченная работа равна $l_{ож} = e_3 - e_1$ (разность эксергий). Если воздух охлаждать дальше, то в т.4 появится твердая фаза – шуга, а в т. 5 воздух полностью перейдет в твердое состояние.

Теоретические процессы сжижения газов (воздуха)



2) сочетанием охлаждения с предварительным изотермическим сжатием.

В этом процессе часть теплоты у газа отводится в процессе изотермического сжатия (процесс 1-6). Затем теплота отводится в изобарном процессе охлаждения (процесс 6-7).

Теоретические процессы сжижения воздуха на T, s -диаграмме:

а) 1-2-3 – охлаждением без предварительного сжатия;

б) 1-6-8-3 – охлаждением с предварительным сжатием воздуха;

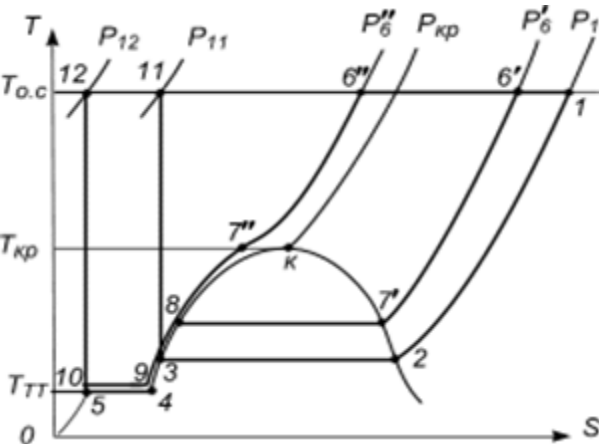
в) 1-11-3 – изотермным сжатием и адиабатным расширением;

Заметим, что если конечное давление изотермического сжатия меньше критического ($< P_{кр}$), то процесс сжижения будет аналогичен 1-му способу. Только конденсация будет протекать при температуре более высокой, чем при 1-м способе. И чем больше это давление, тем выше температура сжижения и меньше теплота конденсации q_k .

При $> P_{кр}$ сжижение наступает уже при достижении критической температуры $T_{кр}$ (в т.7) и в этом случае теплота конденсации $q_k=0$. При дальнейшем изобарном охлаждении в т.9 появится шуга, а в т.10 воздух перейдет в твердое состояние. (Линия 9-10 лежит на линии 4-5, т.е. при $T_{тт}$);

$T_{тт}$ – температура тройной точки

Теоретические процессы сжижения газов (воздуха)



Теоретические процессы сжижения воздуха на T, s -диаграмме:

- а) 1-2-3 – охлаждением без предварительного сжатия;
- б) 1-6-8-3 – охлаждением с предварительным сжатием воздуха;
- в) 1-11-3 – изотермным сжатием и адиабатным расширением;

$T_{тт}$ – температура тройной точки

3) изотермическим сжатием с последующим адиабатным расширением до конечного давления $P_{о.с}$

Из диаграммы видно, что чем выше давление предварительного (изотермического) сжатия, тем большую долю теплоты сжижения $q_{ож}$ можно отвести при температуре окружающей среды $T_{о.с}$.

Можно представить себе такой процесс, когда вся теплота $q_{ож}$ отводится при $T_{о.с}$. Для этого газ изотермически необходимо сжать до такого давления P_{11} (процесс 1-11), чтобы при адиабатном его расширении до $P_{о.с}$ получить жидкость с параметрами т.3 (процесс 11-3).

Чтобы получить твердую фазу, газ необходимо сжимать до давления P_{12} , с тем, чтобы при адиабатном расширении получить параметры т.10 (т.5).

В этом способе вся работа сжижения $l_{ож} = e_3 - e_1 = e_{11} - e_1$ идет только на сжатие воздуха. Но чтобы реализовать этот метод, нужны сверхвысокие давления. Для воздуха, например, это давление превышает 45 ГН/м^2 (45000 МПа), что реализовать нереально. Поэтому для воздуха такой метод неприменим.

Этот способ сжижения применяется для тех газов, у которых $T_{кр}$ близка $T_{о.с}$ (например, CO_2), т.е. в установках работающих в области холодильной техники (а не криогеники).

Теоретические процессы сжижения газов (воздуха)

На практике используются 1-й и 2-й способы сжижения.

В 1-м – нужны дополнительные холодильные устройства и поэтому это, как правило, малопроизводительные лабораторные или полупромышленные установки.

Все промышленные установки по сжижению воздуха работают по 2-му способу, т.е. сжижение осуществляется охлаждением с предварительным сжатием. В качестве охладителя используется часть сжиженного газа, хотя могут использоваться и вспомогательные холодильные машины.

Теоретически суммарная работа сжижения во всех трех случаях одинакова (при одинаковых начальных и конечных параметрах воздуха). Это теоретически минимальная работа $l_{\text{мин}}$. Наиболее удобно ее определять как разность эксергий воздуха при конечных параметрах: $l_{\text{мин}} = e_3 - e_1$. Сравнивая эту работу с затратами энергии в реальных установках, можно оценить их эффективность.

Эксергии вычисляются по известным соотношениям:

$$e_1 = (i_1 - i_{0.c}) - T_{0.c} (s_1 - s_{0.c}) \cong 0 \text{ , кДж/кг;}$$

$$e_3 = (i_3 - i_{0.c}) - T_{0.c} (s_3 - s_{0.c})$$

где $T_{0.c}$, $i_{0.c}$, $s_{0.c}$ – температура, энтальпия, энтропия воздуха определяются по параметрам на входе в установку, i_3 , s_3 – по параметрам сжиженного воздуха с помощью таблиц или диаграмм.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Через некоторое время устанавливается стационарность (равновесие) процесса. Воздух за ТО будет иметь температуру T_3 и при дросселировании превращается во влажный пар с параметрами т.4. В отделителе жидкости V насыщенный пар с параметрами т.6 отделяется от капелек жидкости. Жидкий воздух с параметрами т.5, в количестве y кг, выводится из установки как конечный продукт.

Количество сжижавшегося воздуха может быть определено по диаграмме (правило рычага):

$$\frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{п}}} = \frac{\text{отрезок 4 - 6}}{\text{отрезок 5 - 6}}$$

Производительность установки по жидкому воздуху можно вычислить из энергетического баланса установки.

Принимая производительность компрессора за 1 (1 кг), ПОЛУЧАЕТСЯ, ЧТО в ТО аппарат входит 1 кг воздуха с энтальпией i_2 (после изотермического сжатия). Теплоприток извне (через теплоизоляцию) обозначим – $q_{\text{из}}$. Тепловой баланс установки (для расчетного контура) в таком случае может быть представлен соотношением:

$$1 \cdot i_2 + q_{\text{из}} = y \cdot i_5 + (1 - y)i_7 = y \cdot i_5 + i_7 - y \cdot i_7 - y(i_5 - i_7) + i_7$$

$$y = \frac{i_2 + q_{\text{из}} - i_7}{i_5 - i_7}$$

$$y = \frac{i_7 - i_2 - q_{\text{из}}}{i_7 - i_5}$$

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Видно, что производительность установки тем выше, чем больше числитель выражения, т.е. чем больше разность энтальпий $i_7 - i_2$ и меньше теплоприток $q_{из}$.

Примечание: при $y=0$ сжижительная установка превращается в криорефрижератор (с замкнутым циклом), где вся холодопроизводительность тратится на компенсацию теплопритока через изоляцию.

Обозначим величину $i_1 - i_7 = \Delta i_H$, которую называют *недорекуперацией*. Отсюда $i_7 = i_1 - \Delta i_H$. Разность $i_1 - i_2 = \Delta i_T$ — называют изотермным дроссель-эффектом.

Расчетное соотношение для производительности установки:

$$y = \frac{i_1 - \Delta i_H - i_2 - q_{из}}{i_1 - \Delta i_H - i_5} = \frac{\Delta i_T - \Delta i_H - q_{из}}{i_1 - i_5 - \Delta i_H}$$

где $i_1 - i_5 = q_{ож}$ — теплота сжижения.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Очевидно, что производительность установки тем выше, чем больше изотермный дроссель-эффект, меньше недорекуперация и теплоприток извне. (Т.к. числитель меньше знаменателя, то вычитание Δi_n ведет к уменьшению дроби).

Эффективность работы сжижительной установки оценивается эксергетическим КПД, который представляет собой отношение минимальной работы сжижения $l_{\text{мин}} = \gamma(e_5 - e_1) = l_{\text{сж}} \cdot \gamma$ к действительно затраченной работе в установке $l_{\text{дей}}$:

$$l_{\text{дей}} = l_{\text{к}} = \frac{(e_2 - e_1)}{\eta_{\text{из.к}} \cdot \eta_{\text{э.м.к}}} = e_2 - e_1 + \sum d_{\text{к}}$$

где $\eta_{\text{из.к}}$, $\eta_{\text{э.м.к}}$ – изотермический и электромеханический КПД компрессора.

Тогда КПД установки можно представить:

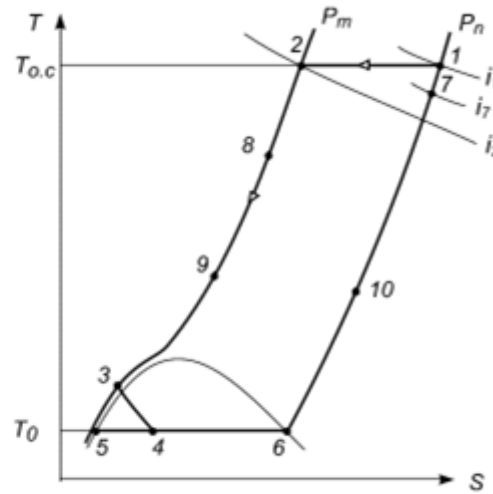
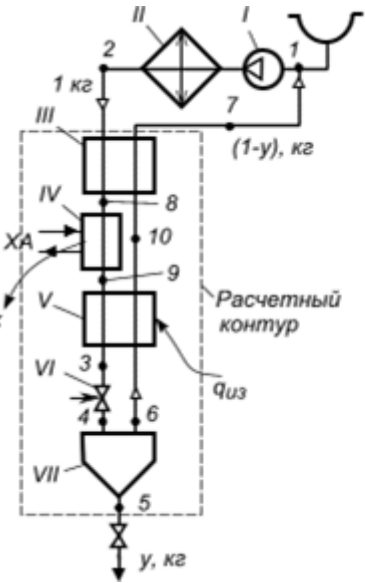
$$\eta_{\text{ож}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{мин}}}{l_{\text{дей}}} = \frac{y \cdot l_{\text{ожс}} \cdot \eta_{\text{из.к}} \eta_{\text{э.м.к}}}{(e_2 - e_1)} = \frac{y \cdot l_{\text{ож}}}{e_2 - e_1 + \sum d_{\text{к}}}$$

В современных компрессорах (особенно в малых) потери $\sum d_{\text{к}}$ велики и составляют от 40 до 85 % подводимой мощности. Достаточно велики потери эксергии в дросселе криоблока (до 30-40%). Потери от недорекуперации обычно невелики (до 11%) и в ряде случаев при расчетах ими можно пренебречь.

Суммарный КПД таких воздухоожигательных установок не превышает 15%, и, как правило, составляет примерно 6-10%. Для уменьшения потерь в дросселях их иногда заменяют дроссельно-эжекторной системой. Это позволяет повысить КПД примерно на 3 %.

Лекция №4

Цикл высокого давления с однократным дросселированием и дополнительным охлаждением



Установку, действующую по такому циклу, К. Линде построил в 1900 году. В качестве дополнительного охладителя сжатого воздуха он применил аммиачную холодильную машину. Но можно использовать любую ХМ с любым хладагентом. Такие установки применяют для получения низкотемпературного холода и для сжижения воздуха.

Рабочий процесс и квазицикл установки (см. рис. 3.2) не изменяются от введения дополнительной ступени охлаждения. Но увеличивается эффективность ступени предварительного охлаждения (СПО) и, как следствие, возрастает холодопроизводительность

Схема и квазицикл
воздухосжижительной
установки К.Линде с
дополнительным охлаждающим
устройством в СПО:

- I – компрессор; II – холодильник;
- III, V – регенеративные теплообменники СПО;
- IV – испаритель-воздухоохладитель
дополнительной ХМ;
- VII – сепаратор

Цикл высокого давления с однократным дросселированием и дополнительным охлаждением

Энергетический баланс такой установки:

$$1 \cdot i_2 + q_{\text{из}} = y \cdot i_5 + (1 - y)i_7 + q_x$$

где q_x – удельный отвод теплоты от воздуха в испарителе дополнительной холодильной машины.

Из уравнения аходится производительность сжижительной установки:

$$y = \frac{i_2 - i_7 + q_{\text{из}} - q_x}{i_5 - i_7}$$

Подставив сюда принятые уже обозначения: $i_7 = i_1 - \Delta i_{\text{н}}$ и $i_1 - i_2 = \Delta i_{\text{т}}$, где $\Delta i_{\text{н}}$ – недорекуперация; $\Delta i_{\text{т}}$ – изотермный дроссельэффект, окончательно получим выражение для расчета производительности установки:

$$y = \frac{i_2 - i_7 + q_{\text{из}} - q_x}{i_5 - i_1 + \Delta i_{\text{н}}} = \frac{i_2 - i_1 + \Delta i_{\text{н}} + q_{\text{из}} - q_x}{i_5 - i_1 + \Delta i_{\text{н}}} = \frac{\Delta i_{\text{т}} - \Delta i_{\text{н}} - q_{\text{из}} + q_x}{q_{\text{ож}} - \Delta i_{\text{н}}}$$

Квазицикл высокого давления с расширением газа в детандере (процесс Ж.Клода)

Этот цикл был реализован французским физиком Ж. Клодом в 1902 г. Отличием установки Клода от установки Линде в том, что вместо внешнего охлаждения дополнительной холодильной машиной, используется внутреннее охлаждение при помощи детандера. При этом отпадает необходимость в другом хладагенте. В качестве охладителя используется часть сжимаемого газа.

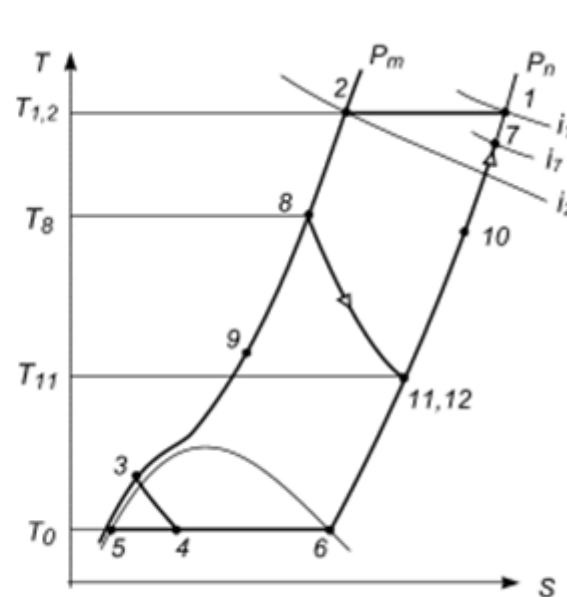
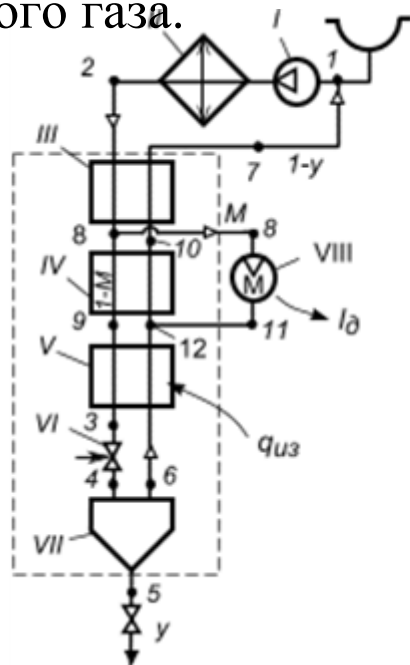


Схема и квазицикл воздухоожигительной установки Ж.Клода:

I – компрессор; II – холодильник; III, IV, V – регенеративные теплообменники СПО;

VI – дроссель; VII – влагоотделитель; VIII - детандер

Квазицикл высокого давления с расширением газа в детандере (процесс Ж.Клода)

Сжатый воздух (газ) после компрессора и холодильника (в количестве 1 кг) с давлением $P_m=16-20$ МПа поступает в теплообменник III СПО, где охлаждается до температуры T_8 обратным (холодным) потоком воздуха. В т.8 поток разделяется на две части. Часть с массой M (примерно 0,5) направляется в детандер, а остальное количество $(1-M)$ проходит последовательно промежуточный IV и основной V теплообменники и дросселируется (процесс 3-4) до конечного давления P_n . Полученная при дросселировании жидкость отделяется и выводится установки в количестве u .

Поток с массой M расширяется в детандере до давления P_n с совершением работы l_d , при этом он охлаждается до температуры T_{11} . Затем этот воздух подмешивается к обратному потоку в т.12, чем увеличивает охлаждающие способности последнего.

Кроме того, уменьшается масса прямого потока сжатого воздуха в ТО IV и V, что позволяет охладить его до более низкой температуры чем в установке Линде. Это увеличивает производительность и повышает эффективность установки.

Квазицикл высокого давления с расширением газа в детандере (процесс Ж.Клода)

Производительность установки Клода можно найти из энергетического баланса, записанного для расчетного контура:

$$i_2 + M \cdot i_{11} + q_{\text{из}} = i_5 \cdot y + M \cdot i_8 + (1 - y) \cdot i_7$$

Откуда

$$y = \frac{i_2 + M \cdot i_{11} + q_{\text{из}} - M \cdot i_8 - i_7}{i_5 - i_7} = \frac{i_2 - i_7 - M(i_8 - i_{11}) + q_{\text{из}}}{i_5 - i_7} =$$

$$= \frac{\Delta i_{\text{T}} - \Delta i_{\text{H}} + M \cdot \Delta i_{\text{д}} - q_{\text{из}}}{q_{\text{ож}} - \Delta i_{\text{H}}}$$

Здесь: $i_7 = i_1 - \Delta i_{\text{H}}$; $i_2 = i_1 - \Delta i_{\text{T}}$; $\Delta i_{\text{д}} = i_8 - i_{11}$ – удельная холодопроизводительность детандера.

Эксергетический КПД установки:

$$\eta_e = \frac{y(e_5 - e_1)}{(e_2 - e_1) \frac{1}{\eta_{\text{из.к}} \cdot \eta_{\text{эм.к}}} - M \cdot \Delta i_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{эм.д}}} \quad (3.11)$$

где e – используемая эксергия детандера; $\eta_{\text{из.к}}$, $\eta_{\text{эм.к}}$ – изотермический и электромеханический КПД компрессора

КПД установок такого типа достигает 30%, т.е. они вдвое эффективнее установок Линде с дополнительным охлаждением. Однако установки Клода долго не находили практического применения, т.к. научно-технический уровень того времени не позволял создать детандер, надежно работающий при низких

Схема и квазицикл установки высокого давления (процесс П. Гейландта)

Расчеты воздухоожигительных установок с детандерами в СПО показывают, что для достижения максимальных КПД во всех вариантах параметров, необходимо поддерживать оптимальное соотношение между давлением цикла (P_m) и температурой воздуха перед детандером (T_8).

Чем выше применяемое давление, тем выше должна быть температура T_8 и меньше доля отводимого на детандер воздуха M . Например, при $P_m \geq 20$ МПа в детандер следует отводить воздух с $T_8 > 273$ К и $M \leq 0,5$.

Эту особенность заметил немецкий физик П. Гейландт. Это позволило ему в 1906 г. создать высокоэффективную установку с детандером высокого давления. Преимущество этой установки в том, что детандер работает при сравнительно высоких температурах и не требует сложной конструкции и теплоизоляции.

Схема и квазицикл установки высокого давления (процесс П. Гейландта)

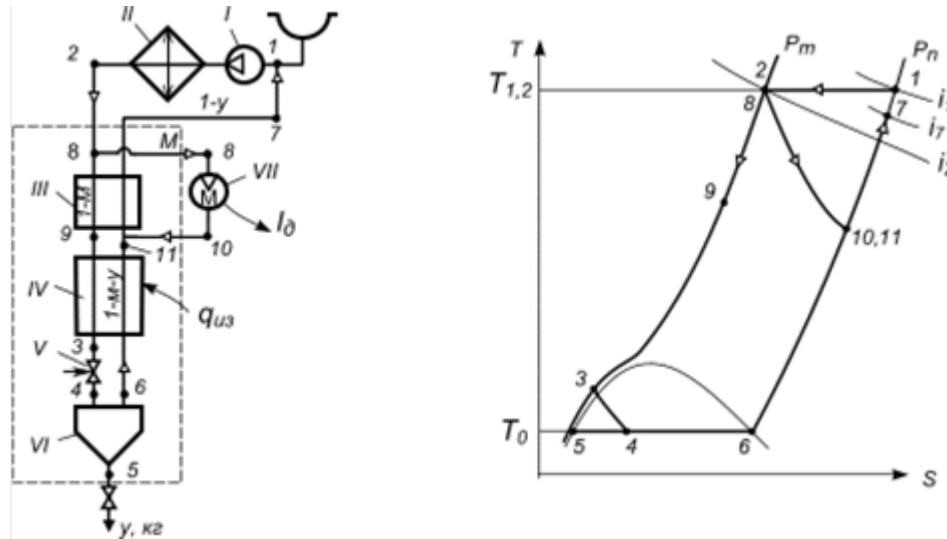


Схема и квазицикл воздухожижительной установки высокого давления с высокотемпературным детандером (процесс П. Гейландта)

Рабочий процесс в этой установке протекает аналогично установке Клода: 1-2 – изотермическое сжатие; 8-10 – расширение части воздуха (M , кг) в детандере; 8-3 – охлаждение остальной части воздуха ($1-M$, кг) в теплообменниках СПО; 3-4 – дросселирование с P_m до P_n ; 4-5-6 – сепарация влажного пара (воздуха); 6-11 – подогрев паров (воздуха) в ТО IV; 10-11 – смешивание потоков; 11-7 – регенеративный подогрев уходящего воздуха в ТО III.

Расчет производительности и КПД установки осуществляется по тем же формулам, с учетом изменения индексов в характерных точках схемы.

Схема установки квазицикл установки низкого давления с расширением в турбодетандере (процесс П.Л. Капицы)

Если в установке Клода-Гейландта уменьшать давление сжатия P_m , то снижается и оптимальная температура начала расширения в детандере T_8 . В пределе можно T_8 снижать до тех пор, пока воздух в конце расширения не достигнет границы насыщения, т.е. температуры T_6 .

При этом оптимальное давление P_m снизится для воздуха до 0,6-0,8 МПа. Это давление легко достижимо даже в турбокомпрессорах. Оптимальное количество воздуха, пропускаемого через детандер (M), достигает значений 92-95 % общего расхода воздуха через компрессор.

Однако реализовать такой цикл стало возможным только в 1938 г., когда академиком П.Л. Капицей был создан высокоэффективный турбодетандер с адиабатным КПД равным 0,8-0,86, надежно работающий в области близкой к кривой насыщения.

Схема установки квазицикл установки низкого давления с расширением в турбодетандере (процесс П.Л. Капицы)

На базе этих турбодетандеров в 1943 г. были созданы первые высокопроизводительные воздухоожигительные установки

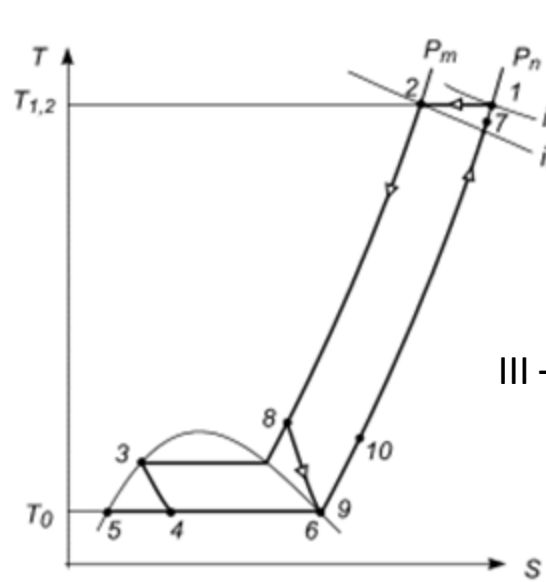
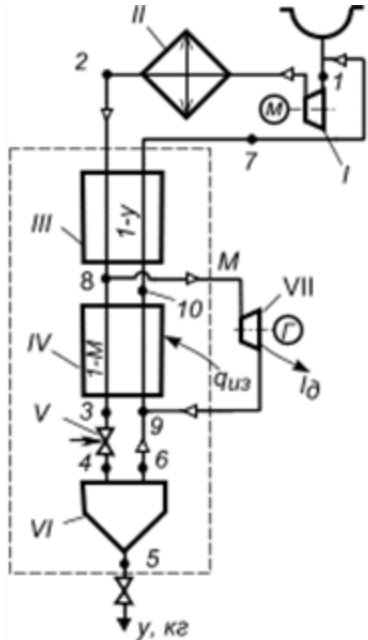


Схема и квазицикл воздухоожигительной установки низкого давления с турбодетандером (процесс П.Л. Капицы):
 I - турбокомпрессор;
 II – холодильник;
 III – регенеративный теплообменник СПО;
 IV – теплообменник-ожижитель СПО;
 V – дроссель (СОО);
 VI – сепаратор;
 VII – турбодетандер

Рабочие процессы в установке Капицы аналогичны предыдущим:

1-2 – изотермическое сжатие; 2-8 – охлаждение в регенераторе; в т.8 – разделение потоков (в детандер $M \approx 92-95\%$); 8-9 – расширение в детандере; 8-3 – охлаждение и сжижение оставшейся части (1-M) воздуха; 3-4 - дросселирование этого воздуха; 4-5-6 – разделение фаз; 6-10-7 – подогрев сбрасываемого воздуха.

Схема установки квазицикл установки низкого давления с расширением в турбодетандере (процесс П.Л. Капицы)

Преимущества :

1. Применение турбомашин позволяет создавать установки практически любой производительности;
2. Установка получается компактной, надежной, с малой металлоемкостью, хорошо уравновешенной, следовательно, более дешевой;
3. Получается абсолютно чистый воздух, без следов смазочных масел;
4. Применение низкого давления (0,5-0,7 МПа) позволяет использовать вместо рекуперативных теплообменников более эффективные теплообменники регенеративного типа;
5. Высокий КПД отдельных аппаратов и агрегатов.

Схема установки квазицикл установки низкого давления с расширением в турбодетандере (процесс П.Л. Капицы)

Недостаток:

Увеличивается расход энергии на 1 кг сжиженного воздуха, т.к. возрастает общее количество перерабатываемого воздуха. Таким образом удельный расход энергии в этой установке больше, чем в установках Клода и Гейландта, но с увеличением производительности их показатели сближаются. КПД установки Капицы равен примерно 13-14 %.

Достоинства и недостатки циклов высокого, среднего и низкого давлений позволили создать высокоэффективные комбинированные установки. В них используются многоступенчатое охлаждение и агрегаты с высокими КПД. В настоящее время именно такие схемы приняты при создании крупных установок с большой производительностью. Они довольно разнообразны и серийно выпускаются отечественной промышленностью .

Лекция №6

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Газовые смеси и их свойства

Большинство применяемых в промышленном производстве газов в чистом виде в природе не встречаются. Поэтому их получение связано с процессами разделения исходных смесей. Например:

- кислород O_2 , азот N_2 , аргон Ar , неон Ne , криптон Kr , ксенон Xe – получают из воздуха;
- водород H_2 , дейтерий D_2 – из технологических газов (коксового газа, синтезгаза аммиака, водяного газа);
- гелий He , метан CH_4 , этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} – из природного или нефтяного газа;
- углекислый газ CO_2 – из дымовых газов и т.д.

Все методы разделения этих газов основаны на использовании тех или иных отличий в свойствах входящих компонентов.

Основным промышленным методом разделения является **конденсационно-испарительный** метод. Он основан на использовании различия в составах равновесных паровой и жидкой фаз смеси. Как правило, это метод **низкотемпературной ректификации**, т.к. большинство приведенных выше веществ являются криоагентами ($T_s < 120$ K). В любом случае, нормальная температура кипения этих веществ T_s ниже температуры окружающей среды $T_{o.c.}$. Этот метод, как уже указывалось, требует предварительного сжижения исходных газов.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Газовые смеси и их свойства

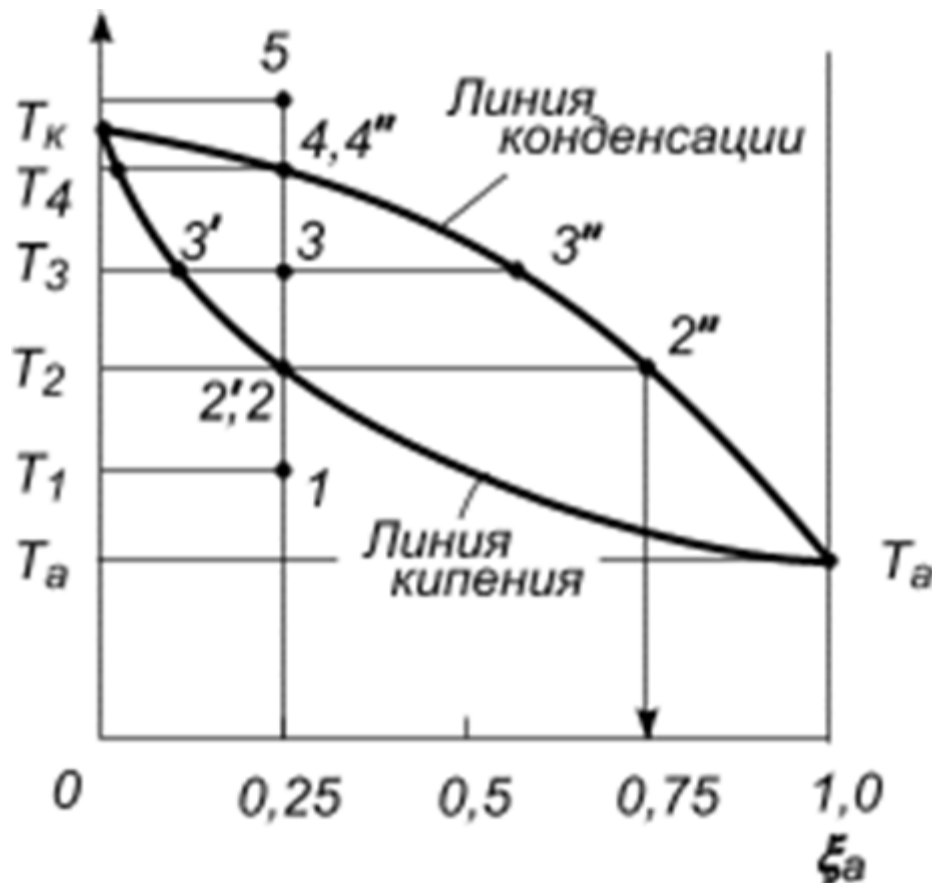


В первом приближении жидкий воздух можно рассматривать как бинарную смесь – азот-кислород (т.к. содержание других газов мало). Азот и кислород взаиморастворимы в любых соотношениях, что соответствует свойствам бинарных смесей.

Шкала температур кипения газов
(из состава воздуха) при нормальном
давлении $P=0,1$ МПа

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Газовые смеси и их свойства



T, ξ -диаграмма зависимости температур кипения и конденсации бинарного вещества от его концентрации

Бинарные смеси имеют две особенности:

1. У простого вещества температура кипения постоянна при данном давлении. В отличие от него, температура кипения бинарной смеси будет зависеть еще и от ее состава. Чем больше в ней вещества с более низкой температурой кипения, тем ниже и температура кипения смеси. Та же закономерность и для процессов конденсации;

2. Пар, находящийся в равновесии с жидкостью (равновесный пар) всегда содержит больше вещества с более низкой температурой кипения (легко кипящей жидкости). Это, так называемый, закон Коновалова.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Газовые смеси и их свойства

Имеется смесь двух веществ A и K (азот и кислород). По оси ординат диаграммы отложены температуры кипения веществ при $P=0,1$ МПа: T_a – температура кипения азота (77,4 К); T_k – температура кипения кислорода (90,18 К). По оси абсцисс отложена объемная концентрация вещества A в смеси – ξ_a . Легкокипящей жидкостью смеси является вещество A .

Нижняя кривая (линия кипения) относится к составу жидкости. Верхняя кривая (линия конденсации) – к составу сухого насыщенного пара. Между ними находится область влажного пара.

Возьмем какой-то объем жидкости, находящейся в состоянии т.1: температура – T_1 ; концентрации веществ – $\xi_a=0,25$ и, следовательно, $\xi_k=0,75$.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Бинарные смеси

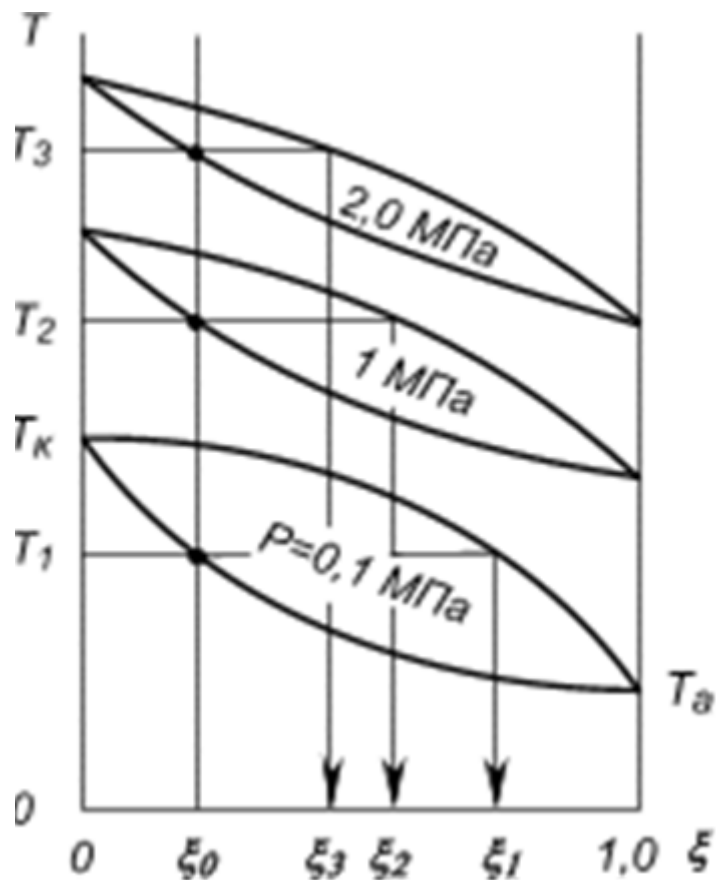
Если эту жидкость нагревать, то кипение наступит в т. 2, т.е. при температуре T_2 . Состав насыщенных паров при этом будет соответствовать т. 2". При дальнейшем нагреве смеси (T_3 и T_4) количество жидкости будет уменьшаться, а состав ее будет соответствовать точкам 3' и 4'. Количество пара увеличивается и его состав соответственно точкам 3" и 4". В т. 5 вся жидкость превратится в пар исходного состава жидкости.

Этим свойством смесей можно воспользоваться для их разделения. Для этого надо только отводить продукты испарения (или конденсации). Такой процесс называют *фракционированным испарением* (или конденсацией).

Недостаток способа: разделение не полное, нельзя получить чистые продукты. Используется лишь для обогащения смеси одним компонентом.

Давление влияет на температуру кипения смесей так же, как и на температуру кипения отдельных компонентов: с увеличением давления она возрастает. Но расстояние между кривыми кипения и конденсации при этом уменьшается.

БИНАРНЫЕ СМЕСИ



Диаграммы зависимостей температур кипения и конденсации бинарной смеси от давления

На диаграмме продемонстрированы процессы фракционированного испарения (конденсации) смеси, протекающие при различных давлениях. Здесь ξ_0 – начальная концентрация бинарного раствора; ξ_1 , ξ_2 , ξ_3 – концентрации равновесных паров над кипящей (конденсирующейся) жидкостью при давлениях среды соответственно $0,1$; $1,0$; $2,0$ МПа; при этом $\xi_3 < \xi_2 < \xi_1$.

Видно, что для улучшения процесса обогащения целесообразнее использовать более низкие давления.

Ректификация жидкого воздуха

Общие сведения

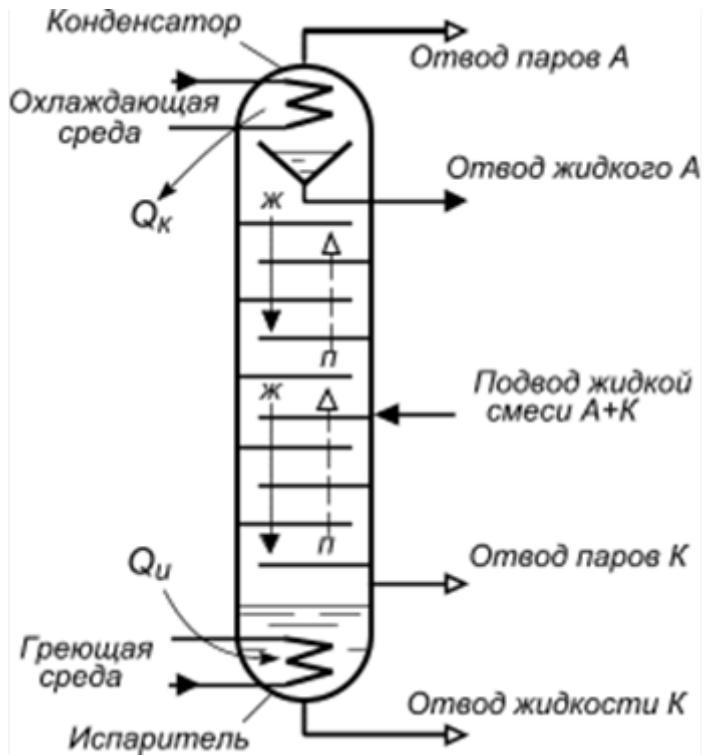


Схема ректификационной колонны и процесса ректификации бинарного раствора в ней

Достаточно полное разделение воздуха достигается в результате непрерывной ректификации, которая осуществляется в ректификационных колоннах.

В нее на разделение подается жидкая бинарная смесь веществ (А+К). В колонне создаются два непрерывных встречных потока: вверх — пары; вниз — жидкость.

В испарителе к жидкой смеси подводится теплота Q_u , под воздействием которой жидкость кипит. Пар поднимается по колонне и при этом он обогащается легкокипящим компонентом.

Ректификация жидкого воздуха

Общие сведения

Это происходит потому, что верхняя часть колонны холоднее, а нижняя теплее. Таким образом, пар поднимающийся вверх постепенно охлаждается, а жидкость стекающая вниз, постепенно нагревается. За счет разности температур по высоте колонны происходит непрерывный процесс тепломассообмена.

Продукты разделения выводятся из колонны как в жидком, так и парообразном состоянии, как показано на схеме.

Термодинамические основы и принцип работы ректификационной колонны не зависят от температурного уровня проходящих в ней процессов. Т.е. внутренние процессы одинаковы и при $T > T_{o.c}$ и $T < T_{o.c}$.

Но во внешних процессах, т.е. в подводе теплоты $Q_{и}$ и отводе $Q_{к}$ есть отличия. Нельзя организовать непосредственный нагрев в испарителе, а также охлаждение в конденсаторе. Так как процесс конденсации происходит при криогенных температурах, то для его организации необходимы циклы криогенного обеспечения. Они требуют значительных затрат энергии. Тем более, что потери при низких температурах всегда выше, чем при высоких.

Ректификация жидкого воздуха

Пример: при подводе в испарителе 1000 кДж теплоты при $t_{\text{и}}=200^{\circ}\text{C}$ (473 К) ее ценность (в единицах эксергии) составит:

$$e_{q_{\text{и}}} = Q_{\text{и}} \frac{T_{\text{и}} - T_{\text{о.с}}}{T_{\text{и}}} = 1000 \frac{473 - 293}{473} \approx 380 \text{ кДж.}$$

При отводе из конденсатора такого же количества теплоты $Q_{\text{к}}=1000$ кДж при температуре $t_{\text{к}}= -200^{\circ}\text{C}$ (73 К), его ценность составит:

$$e_{q_{\text{к}}} = Q_{\text{к}} \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{о.с}}}{T_{\text{к}}} = 1000 \frac{73 - 293}{73} \approx 3000 \text{ кДж}$$

т.е. примерно в 8 раз больше.

Организовать нагрев в испарителе за счет внешнего теплоподвода просто – достаточно нарушить теплоизоляцию. Но этот путь неприемлем, т.к. эту теплоту затем нужно будет удалять в конденсаторе. И, как мы видели, очень дорогой ценой. Поэтому теплота испарения, обычно, отбирается у самого сжижаемого газа (воздуха).

Колонна однократной ректификации (для получения кислорода)

Работа установки в процессах:

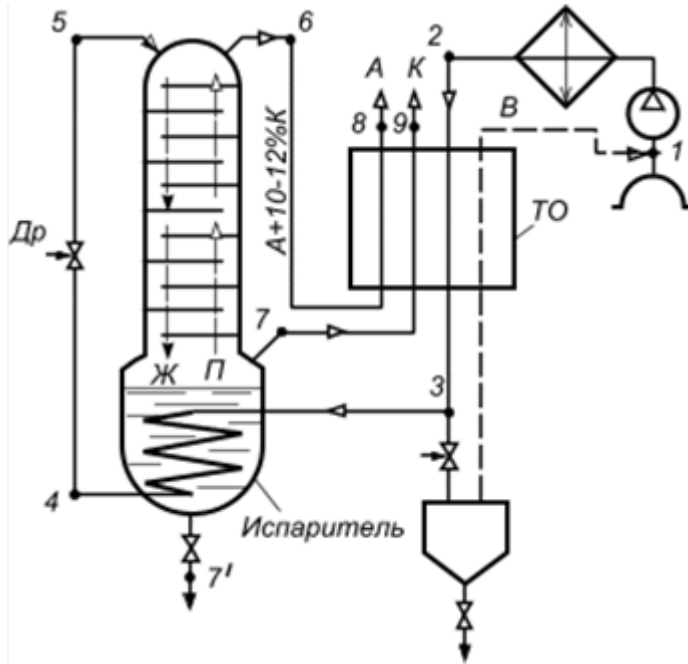


Схема колонны однократной ректификации для получения кислорода в блоке с воздушосжижительной установкой К.Линде

1-2 – изотермическое сжатие атмосферного воздуха;
2-3 – охлаждение сжатого воздуха в теплообменнике ТО встречными потоками азота (А), кислорода (К) воздуха (В);
3-4 – сжижение воздуха в змеевике испарителя. Здесь воздух является источником теплоты $Q_{ис}$;
4-5 – дросселирование. Флегма при давлении $P \approx 0,1$ МПа подается на верхнюю тарелку колонны;
В т.6 отводятся пары азота, но не чистые, а равновесные кипящему воздуху при температуре T_5 (в т.5). Поэтому они содержат примерно 10-12 % кислорода. Пары отводятся в ТО, где охлаждают встречный поток сжатого воздуха, идущего в змеевик испарителя для конденсации. В испарителе колонны скапливается кислород (как более труднокипящая жидкость). Он может отводиться в жидком (в т. 7') или газообразном (в т. 7) виде.

В такой установке можно получить до 2/3 технически чистого кислорода от общего количества кислорода в воздухе переработанного установкой. Около 1/3 теряется с азотом. Давление в колонне близко к атмосферному и не превышает 0,13-0,15 МПа.

Колонна однократной ректификации для получения азота

Особенность этой колонны – наличие конденсатора.

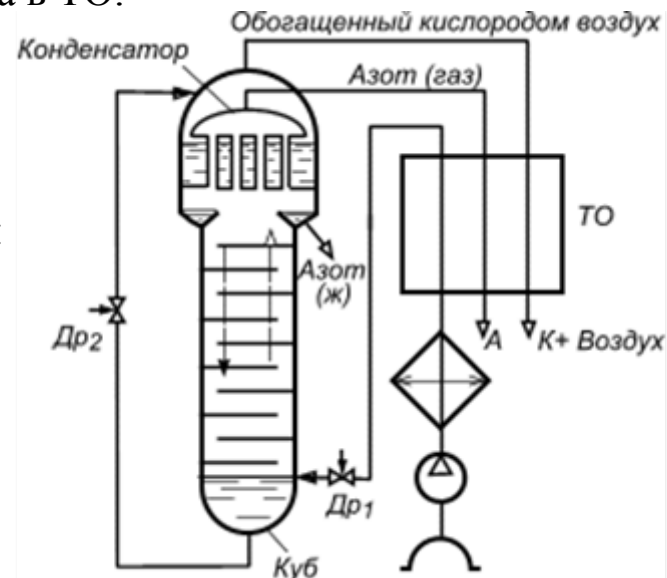
Сжатый и охлажденный воздух через дроссельный вентиль подается в куб колонны, при этом происходит его сжижение и частичное испарение. Обогащенный азотом пар по колонне поднимается вверх на встречу стекающей флегме и, уже практически чистый азот, попадает в трубное пространство конденсатора. Здесь азот конденсируется за счет отвода теплоты кипящему обогащенным кислородом жидкому воздуху, который поступает из куба через дроссель $Др_2$ в межтрубное пространство конденсатора.

Флегма, образуемая в конденсаторе, по существу чистый азот, стекая вниз по колонне скапливается в карманах конденсатора и отводится как конечный продукт в жидком виде. Чистые пары азота скапливаются под крышкой конденсатора. Отсюда они отводятся как конечный продукт – газообразный азот.

Обогащенный кислородом воздух из межтрубного пространства конденсатора используется для охлаждения сжатого воздуха в ТО.

Схема колонны однократной ректификации для получения азота:

ТО – теплообменник



Колонна двукратной ректификации

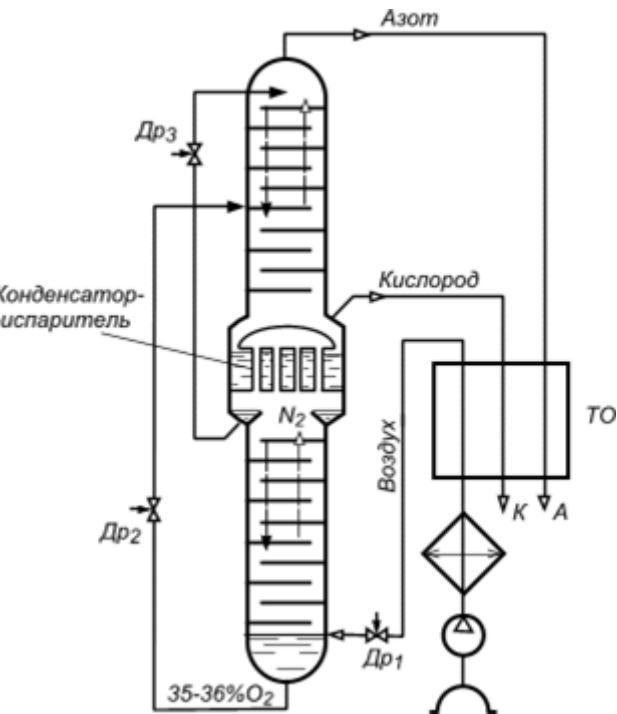


Схема колонны двукратной ректификации с подачей насыщенного воздуха непосредственно в куб

Колонну двукратной ректификации разработал и создал К. Линде в 1907 г. для разделения воздуха. Она позволяет более полно извлекать кислород из воздуха и дает возможность получать не только технически чистый кислород (99,2 % O_2), но и технически чистый азот (99,99 % N_2).

В эту установку составной частью входит колонна однократной ректификации. Аппарат состоит из двух частей: колонны высокого давления (нижняя часть) и колонны низкого давления (верхняя часть).

Работа схемы.

Сжатый воздух, охлажденный в теплообменнике (ТО), дросселируется в $Др_1$ и поступает в куб нижней колонны. При этом он частично сжижается. Обогащенная кислородом жидкость (35-36 % O_2) собирается в нижней части колонны – в кубе. Отсюда она через дроссельный вентиль $Др_2$ поступает, как исходная жидкость (смесь), в середину верхней части колонны для разделения.

Обогащенный азотом пар в нижней колонне поднимается в трубное пространство конденсатора-испарителя (К-И), где в межтрубном пространстве кипит кислород. Чтобы этот обогащенный азотом пар сконденсировался, надо, чтобы его температура конденсации была выше температуры кипящего кислорода на 2-4 градуса.

Давление в верхней колонне, как и в колонне однократной ректификации, немного выше атмосферного (0,13-0,15 МПа). Температура кипения кислорода при этом будет равна 93-94 К. Следовательно температура азота в нижней колонне должна быть равной 96-97 К. Эта температура может быть температурой конденсации азота при давлении 0,56-0,6 МПа. Именно такое давление устанавливается в нижней колонне.

Колонна двукратной ректификации

Жидкий, сконденсировавшийся азот из К-И стекает в нижнюю колонну. Пары поднимаются ему на встречу и обогащаются при этом азотом. Часть жидкого азота скапливается в карманах и в виде флегмы направляется на орошение верхней колонны через ДР₃. Это позволяет в верхней части колонны получать технически чистый азот.

Таким образом, в результате двойной ректификации воздуха из конденсатора отводится кислород, а из верхней части колонны – азот. После прохождения ТО они являются конечными продуктами.

В установках небольшой производительности удобнее и эффективнее применять колонны двукратной ректификации с подачей воздуха высокого давления через змеевик в кубе.

В этом змеевике воздух полностью конденсируется и одновременно осуществляется испарение жидкости в испарителе (кубе). Жидкость в кубе обогащается кислородом до 45 % (выше, чем в предыдущей схеме). Это позволяет увеличить флегмовое число (по азоту) в верхней колонне и, следовательно, улучшить показатели установки.

В колоннах двукратной ректификации обеспечивается практически полное извлечение кислорода или азота из воздуха.

Однако приведенный процесс не учитывает присутствие в воздухе 0,932% аргона. Из-за него не удастся одновременно получать технически чистые азот и кислород. В описанных колоннах двукратной ректификации если получать технически чистый азот (99,99%), то в кислороде будет 4,3% аргона. Если же получать технически чистый кислород (99,2%), то в выходящем азоте будет 2-3% аргона. Чтобы отделить аргон, установку необходимо усложнить.

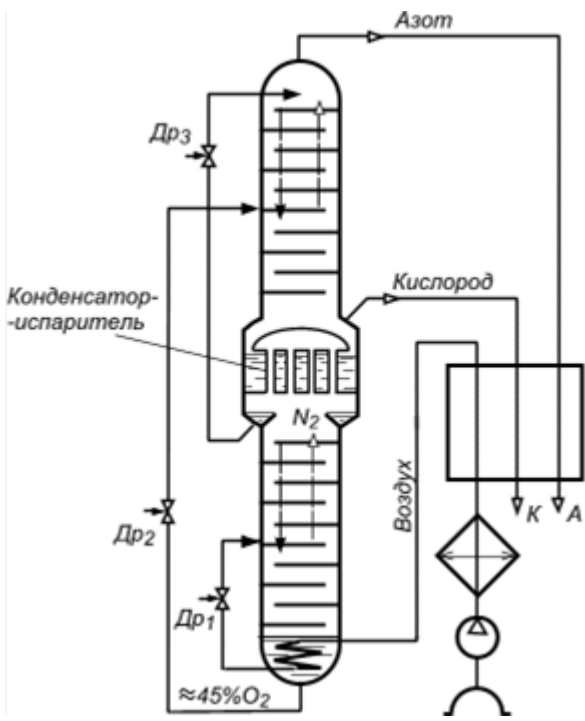


Схема колонны

двукратной ректификации с подачей насыщенного сжатого воздуха через змеевик в кубе нижней колонны

Получение аргона и других инертных газов

Содержание инертных газов в воздухе мало. Однако их широко применяют в народном хозяйстве. Поэтому, несмотря на малое их содержание в воздухе, их извлекают попутно при получении азота и кислорода. Очищают от примесей и используют по назначению.

Гелий получают из гелиеносных газов природных месторождений.

Все инертные газы одноатомны, их электронные оболочки предельно заполнены и прочны. Они безвредны, лишены запаха, диамагнитны.

В колонне двукратной ректификации эти газы распределены соответственно их температурам кипения. В газообразном виде остаются неон и гелий, т.к. их температуры кипения значительно ниже температур кипения кислорода и азота при тех же давлениях. Поэтому они постоянно скапливаются под крышкой конденсатора.

Криптон и ксенон, температуры кипения которых выше температуры кипения кислорода, вместе с кубовой жидкостью поступают в верхнюю колонну. Вместе с кислородом они скапливаются в конденсаторе.

Аргон, температура кипения которого находится между азотом и кислородом, распределяется между ними и выводится из аппарата вместе с ними. Близость температур кипения аргона, кислорода и азота затрудняет получение чистого азота и кислорода, а также и выделение самого аргона.

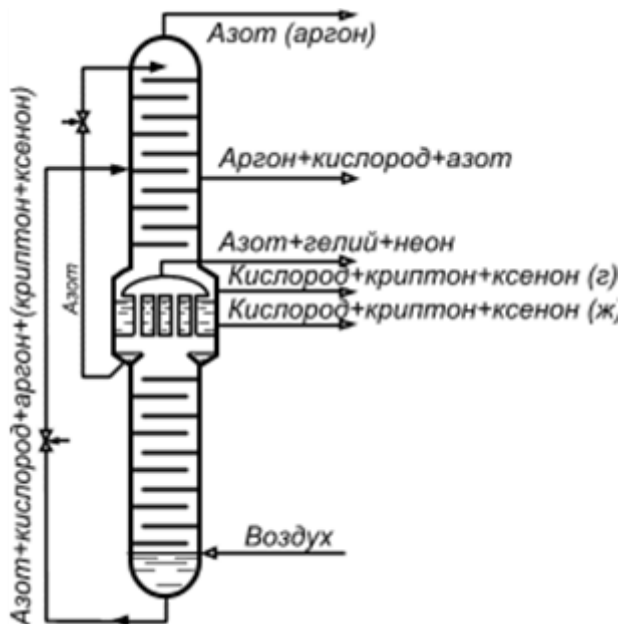
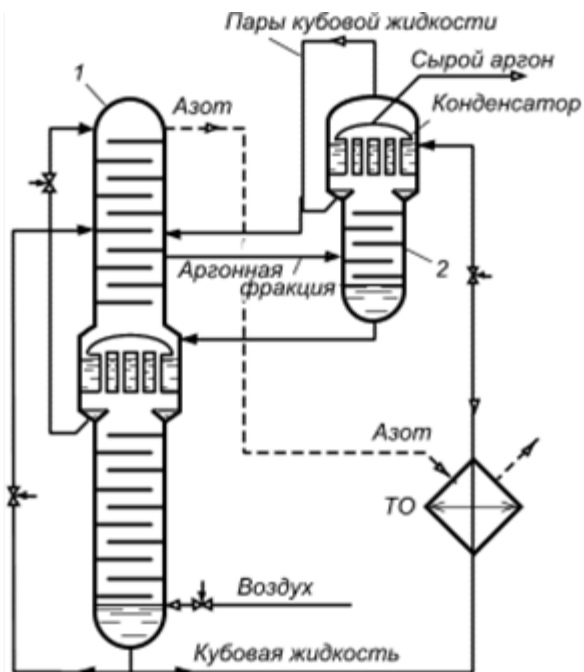


Схема распределения компонентов воздуха в колонне двукратной ректификации

Получение аргона и других инертных газов



Распределение концентраций аргона, кислорода и азота по высоте верхней части колонны двукратной ректификации воздуха

Упрощенная схема подключения аргонной колонны к колонне двукратной ректификации воздуха: 1 – колонна двукратной ректификации; 2 – колонна сырого аргона

В нижней колонне аргона мало (не более 1,5% в паре и 2,5% в жидкости), а в верхней – концентрация аргона переменна по высоте колонны.

Поэтому отбор аргонной фракции осуществляют в том месте, чтобы его концентрация была наибольшей и как можно меньше было азота. На диаграмме видно, что отбор аргонной фракции ведется ниже максимальной его концентрации. Обычно в этой фракции 8-12% аргона, до 0,5 % азота и не более 89,5% кислорода.

Из полученной фракции получают сырой аргон в специальной аргонной колонне, в которой происходит его обогащение.

Получение аргона и других инертных газов

Для обеспечения процесса ректификации в межтрубное пространство конденсатора подается часть кубовой жидкости. Предварительно она переохлаждается азотом.

Пары фракции, поднимаясь вверх по колонне 2, обогащаются аргоном. Его большая часть конденсируясь стекает флегмой вниз, а часть из под крышки конденсатора отводится в виде сырого аргона. Флегма обогащенная кислородом отводится снизу колонны 2 обратно в колонну 1. Пары кубовой жидкости тоже отводятся в колонну 1.

Сырой аргон содержит: 80-95% – Ar; 3-10% – N₂; остальное кислород.

Состав и степень извлечения аргона зависит от типа воздухоразделительного аппарата. Коэффициент извлечения аргона составит для:

- установок высокого давления – 0,7-0,9;
- установок двух давлений – 0,5-0,55;
- низкого давления – 0,3-0,2.

Сырой аргон очищают от кислорода (его может быть до 10%), либо химическим поглощением кислорода активными металлами, либо каталитическим окислением водорода.

Полученная смесь Ar+N₂(5-10%) – конечный продукт для электроламповой промышленности. Если нужно получить чистый аргон, то смесь подвергают опять низкотемпературной ректификации.

Существуют промышленные установки типа БРА с производительностью от 60 до 120 м³/час. Кроме воздуха сырьем для получения аргона могут быть продувочные газы заводов синтетического аммиака.

Неоно-гелиевую смесь отводят из под крышки конденсатора-испарителя колонны 1 непрерывно или периодически. Состав смеси – 5-10% (Ne+He) (зависит от скорости отбора), остальное азот.

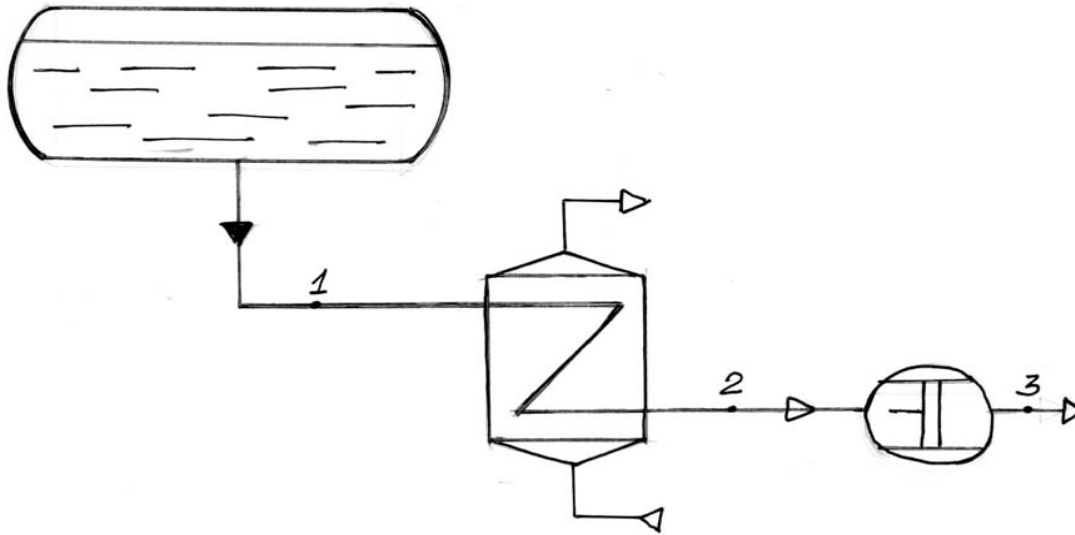
Азот конденсируют, при этом концентрация смеси доводится до 50%, а коэффициент извлечения достигает значений 0,5-0,7. Соотношение гелия и неона в смеси 1 : 3,4 – как в составе воздуха. При необходимости смесь можно еще обогатить и очистить от азота абсорбцией. Разделяют газы конденсацией или абсорбцией. Получают неон с чистотой 99,9%.

Гелий пока в промышленных масштабах извлекают из природного газа, где его около 0,1% (в некоторых месторождениях больше). Добыча гелия из воздуха дороже чем из газа в 20-30 раз.

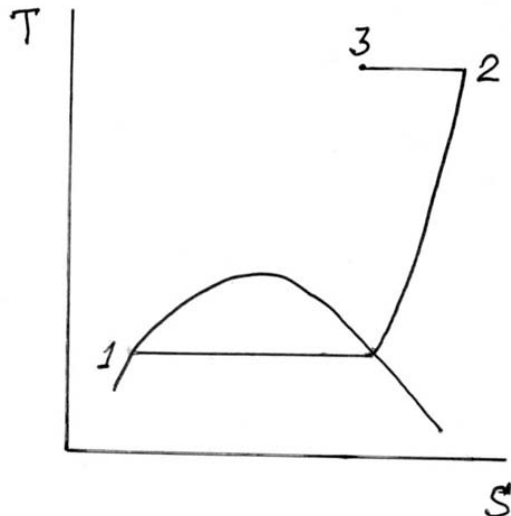
Лекция №7

ГАЗИФИКАТОРЫ

Компрессорные газификаторы



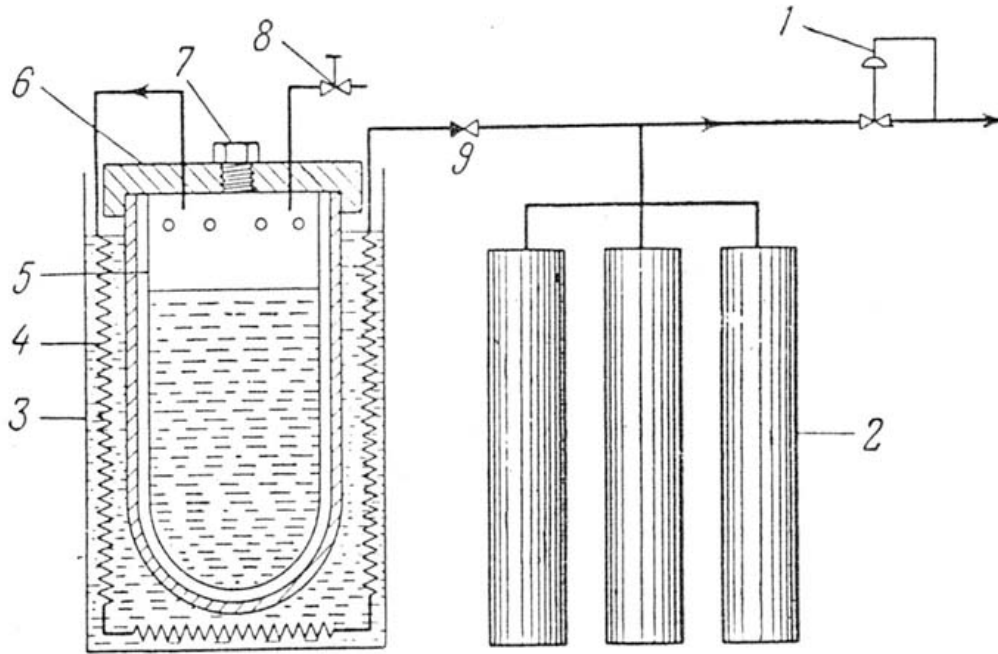
Реализуется процесс испарения продукта при постоянном давлении до сжатия. Этот способ отличается большой энергоемкостью и сложностью оборудования и применяется в лабораторных условиях для получения высоких давлений при небольших расходах



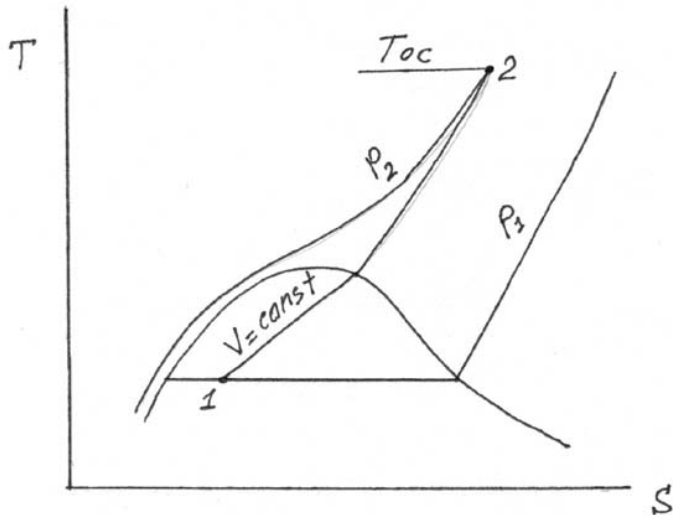
T-S диаграмма компрессорного газификатора

1-2 – процесс испарения и нагревания жидкости до температуры окружающей среды;
2-3 – процесс сжатия в компрессоре.

Теплые газификаторы



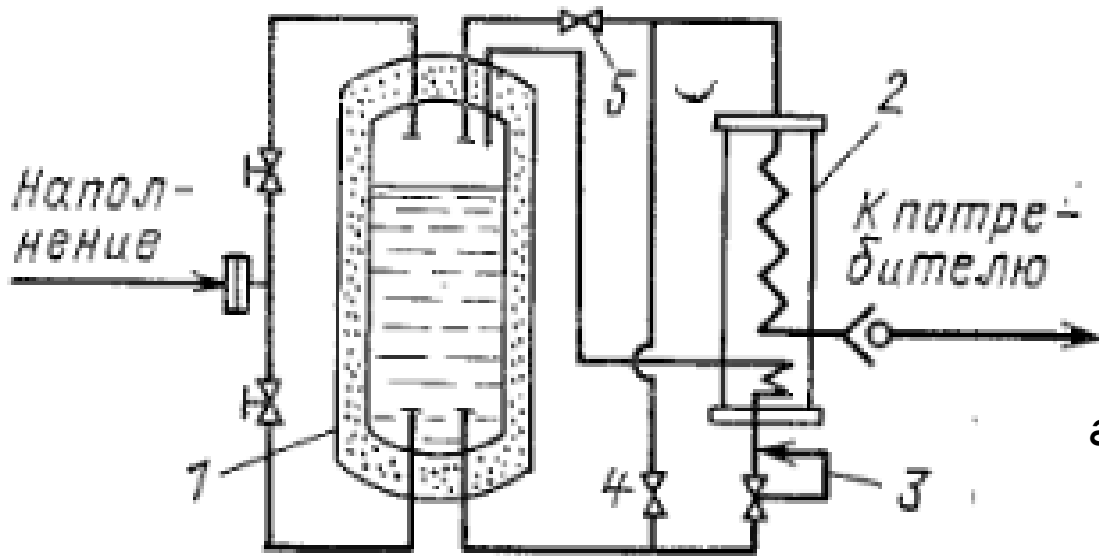
- 1 - регулятор давления;
- 2 - реципиенты;
- 3 - водяная ванна;
- 4 - нагревательный змеевик;
- 5 - внутренняя оболочка;
- 6 - корпус газификатора;
- 7 - наполнительная пробка;
- 8 - продувочный вентиль;
- 9 - обратный клапан.



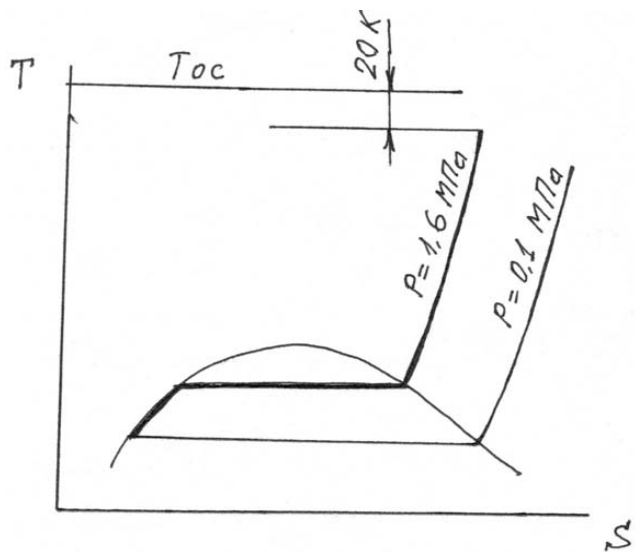
1-2 - процесс испарения и нагревания жидкости до температуры окружающей среды.

Такие установки используют для получения незначительного количества газа под высоким давлением.

Холодные газификаторы



- 1- сосуд с криопродуктом;
- 2- испаритель-подогреватель;
- 3- клапан подъема давления;
- 4- клапан подачи жидкости на газификацию;
- 5- клапан сброса пара

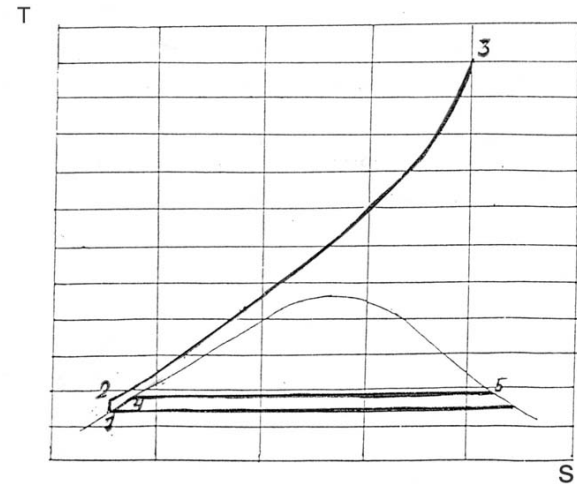
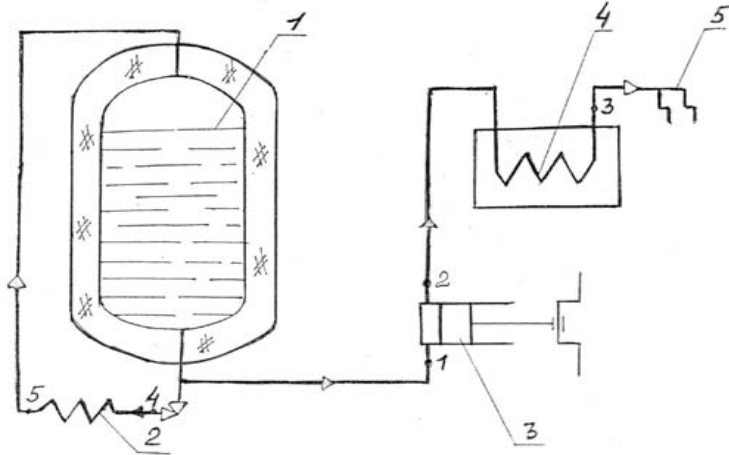


Холодные газификаторы позволяют осуществлять следующие основные технологические операции:

- прием жидкого продукта из автоцистерн;
- длительное хранение криогенных жидкостей (аргона, азота, кислорода) в резервуарах;
- выдача жидкого продукта в автоцистерны;
- выдача жидкого продукта в атмосферные испарители на газификацию.

Газификаторы с насосом

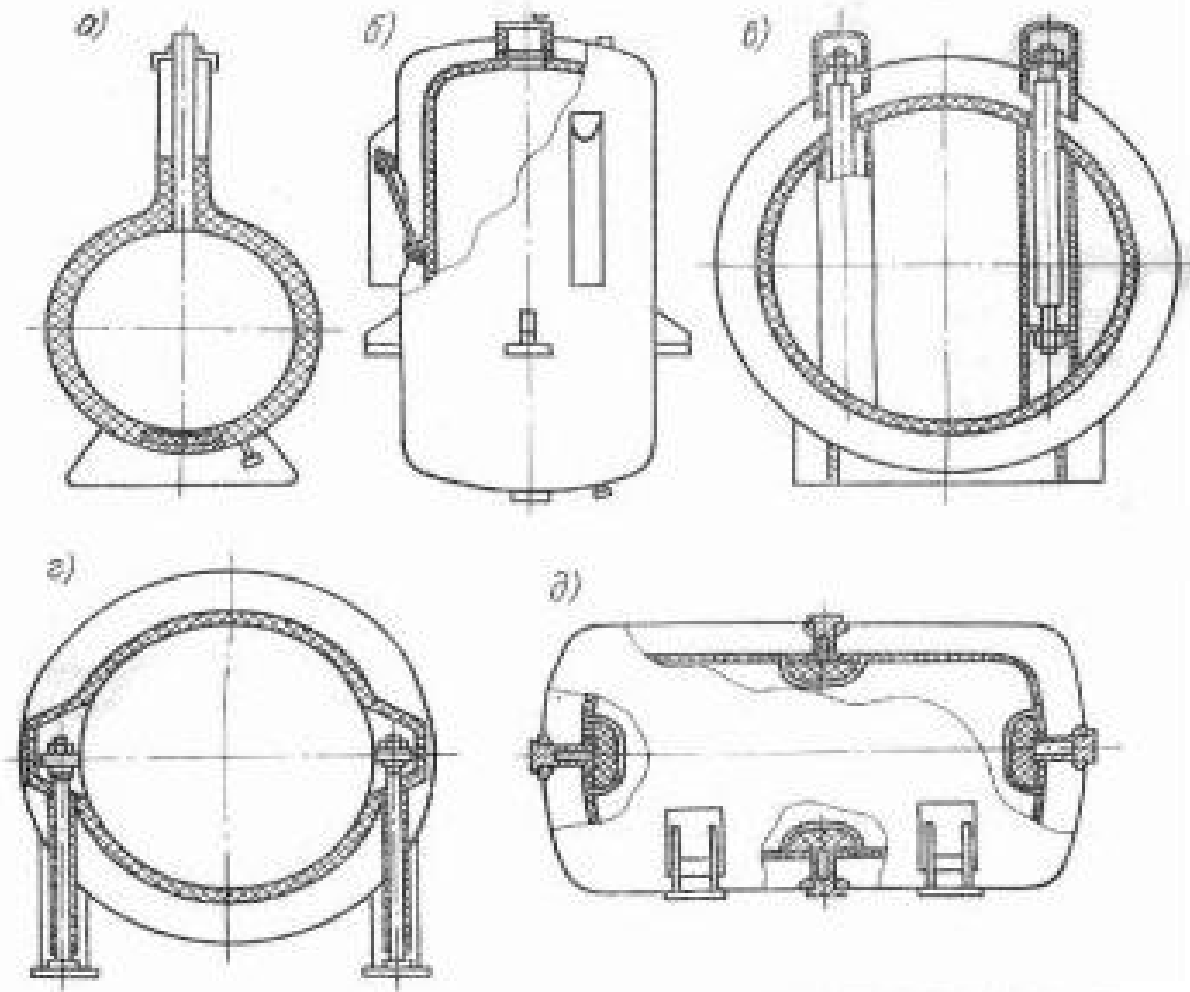
Предназначены для газификации сжиженных газов: азота, аргона, кислорода, а также заполнения емкостей газообразным продуктом или выдачи его в линию.



- 1-резервуар;
- 2-испаритель подъема давления;
- 3- насос сжиженного газа;
- 4-производственный испаритель;
- 5 – наполнительная рампа.

- 1 -состояние криогенной жидкости перед насосом;
- 1-2 –сжатие в насосе;
- 2-3–процесс газификации в производном испарителе;
- 4,5 – состояние насыщенной жидкости и пара соответственно при создании избыточного давления в резервуаре.

В режиме хранения криогенная жидкость в резервуаре находится при атмосферном давлении. В рабочем режиме газификационной установки перед включением в работу насоса часть криогенной жидкости подается в испаритель подъема давления, в котором она испаряется за счет теплообмена с окружающим воздухом. Образовавшийся пар поступает в паровое пространство резервуара, что приводит к повышению давления в нем. Криогенная жидкость при избыточном давлении 0.1 - 0.25 МПа направляется в насос. При этом по отношению к созданному давлению жидкость является некипящей (охлажденной), что обеспечивает нормальную работу насоса. В насосе происходит сжатие до заданного высокого давления, а затем жидкость поступает в производственный испаритель, в котором газифицируется и нагревается до определенной температуры. Далее криогенный продукт направляется на наполнительную рампу для заполнения баллонов.



Конструктивная схема криогенных резервуаров:

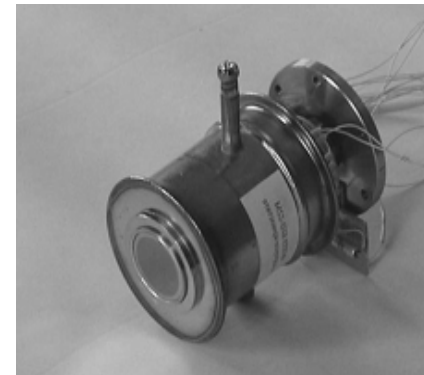
а – крепление внутреннего сосуда на центральной горловине; б, в – крепление на подвесках; г – крепление на опорах; д – крепление на пластиковых опорах.

КРИОГЕННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

БОРТОВЫЕ ОПТИКО-ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ (ОЭС)

С помощью ОЭС, установленных на борту ЛА, контактными и дистанционными методами получают информацию о:

- размерах,
- форме,
- положении,
- энергетическом состоянии тел-объектов наблюдения

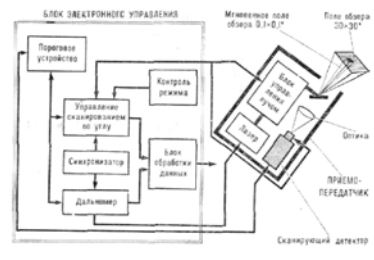


Внешний вид ИК – приёмника

ОЭС

Локационные

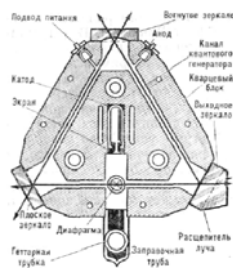
- Дальномеры
- Измерители скорости
- Локаторы



Принципиальная схема импульсного дальномера

Навигационные

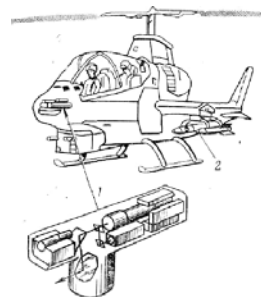
- Гироскопы
- Высотомеры
- Системы посадки



Конструкция лазерного гироскопа фирмы «Ханиуэлл»

Пеленгационные

- Лазерные целеуказатели
- система обработки, отображения и регистрации радиолокационной информации
- Системы GPS

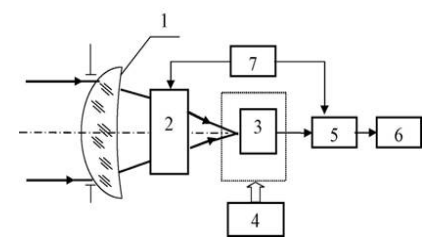


Система вооружения вертолета «Кобра»:

- 1 — бортовой лазер для засечки целей к их под-светки
- 2 — ракеты с лазерными головками самонаведения

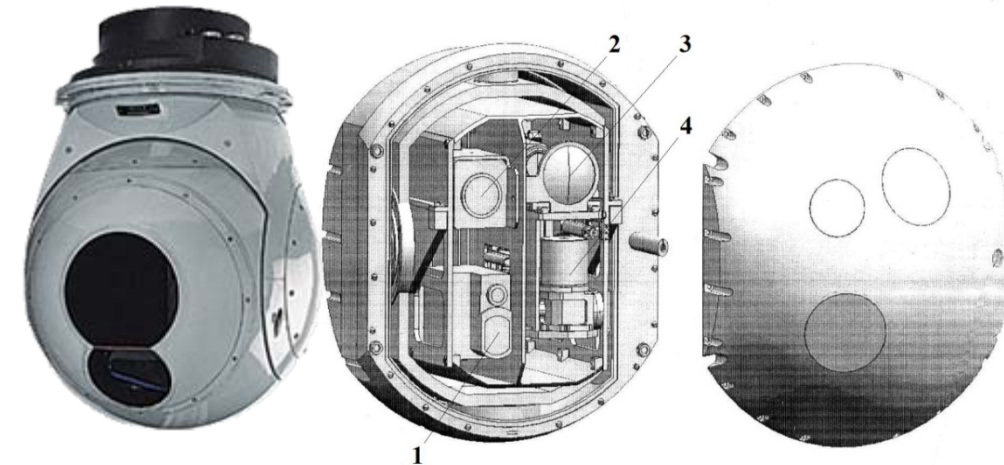
Наблюдательные

- Лидары
- Приборы дневного, ночного видения
- ИК камеры



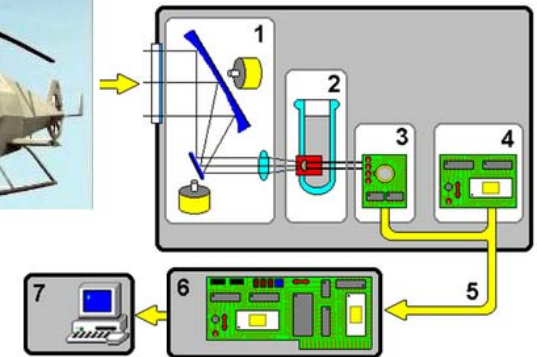
1 — оптическая система; 2 — блок сканирования; 3 — приемник излучения; 4 — система охлаждения; 5 — тракт; 6 — электронное устройство; 7 — контрольное устройство

Бортовые гиросtabilизированные оптико-электронные системы применяемые для БПЛА



Состав обзорно-прицельной системы ГОЭС - 321

1 – лазерный дальномер; 2 – телевизионная камера цветного изображения; 3 – тепловизионный канал; 4 – система стабилизации поля зрения;

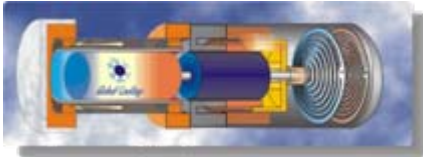


Обобщенная функциональная схема сканирующего тепловизионной ИК - камеры:

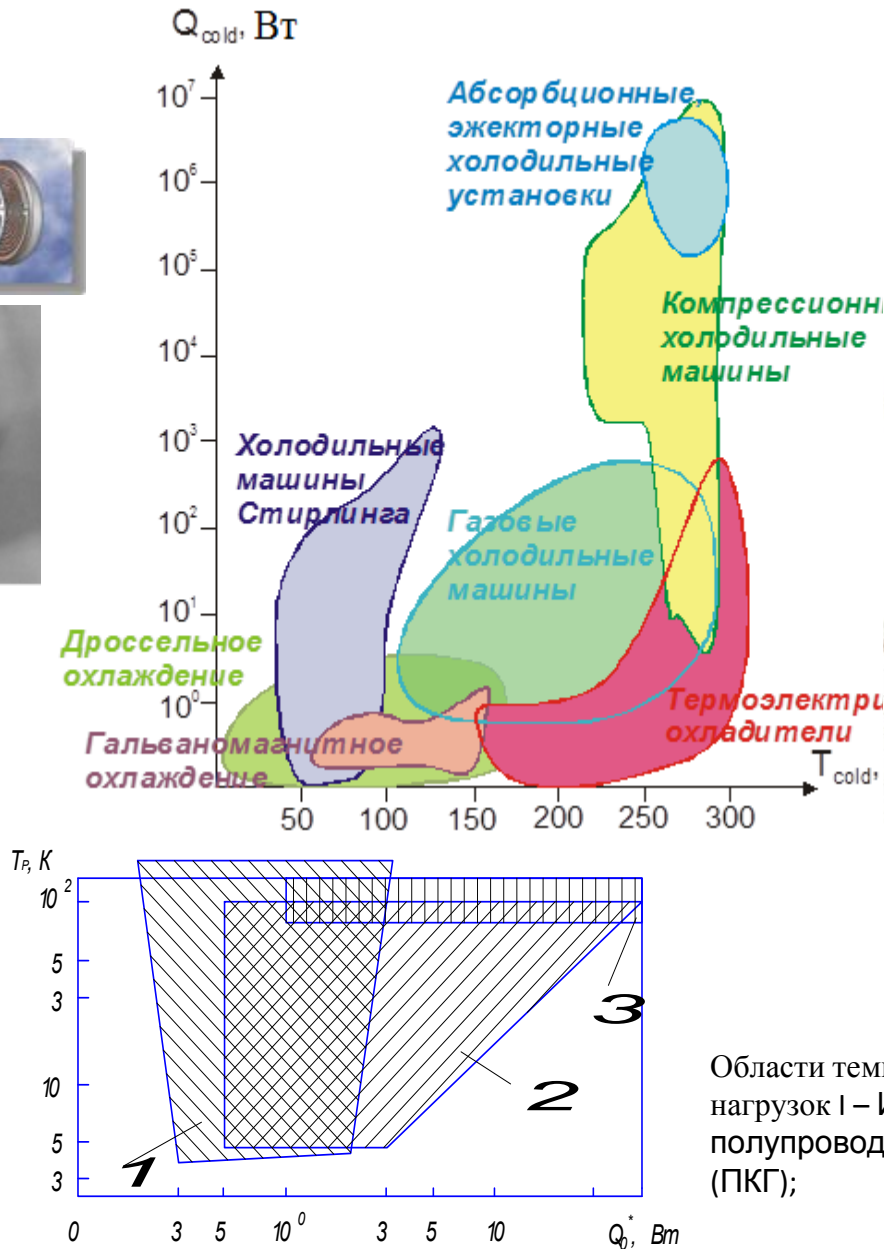
1 – оптическая система с механическим блоком сканирования; 2 – система охлаждения (ГКМ, БДСО, ТЭО и т.д.); 3 – приемник излучения; 4 – электронный тракт; 5 – система синхронизации; 6 – видеоконтрольное устройство с цифровым устройством передачи видеосигнала; 7 – устройство приема и отображения видеосигнала;

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ИК ПРИЕМНИКОВ

Принцип устройства
машины Стирлинга



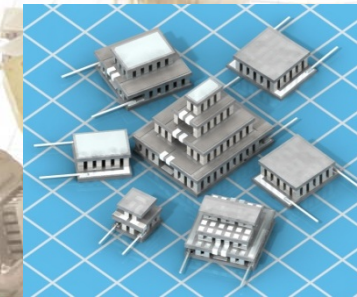
Охлаждение с помощью
заливных криостатов



Баллонная Дроссельная
система охлаждения

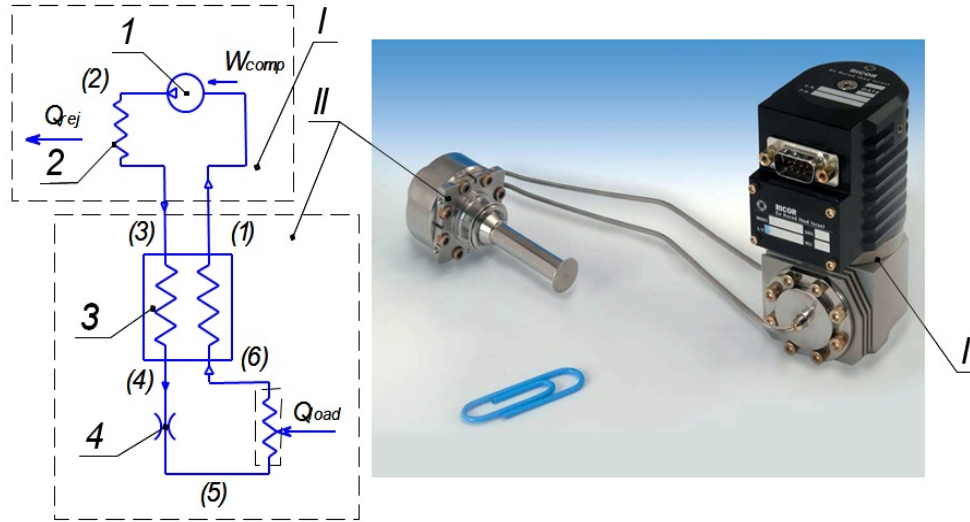


Термоэлектрические
микромодули

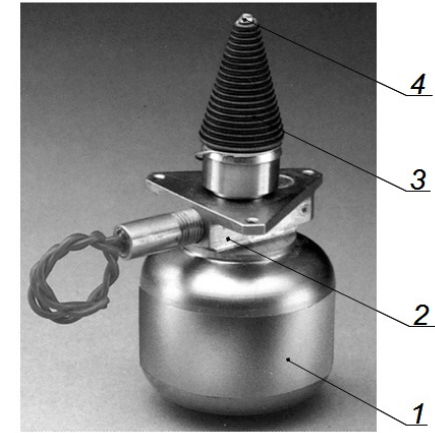
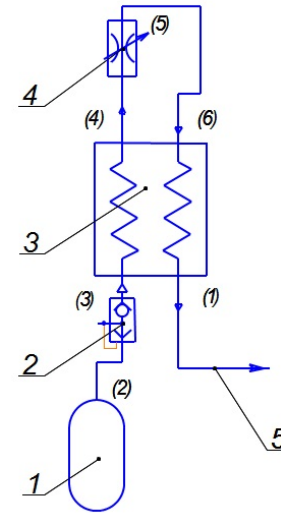


Области температур криостатирования и тепловых нагрузок I – ИК-приёмники; II – СВЧ-приборы; III – полупроводниковые квантовые генераторы (ПКГ);

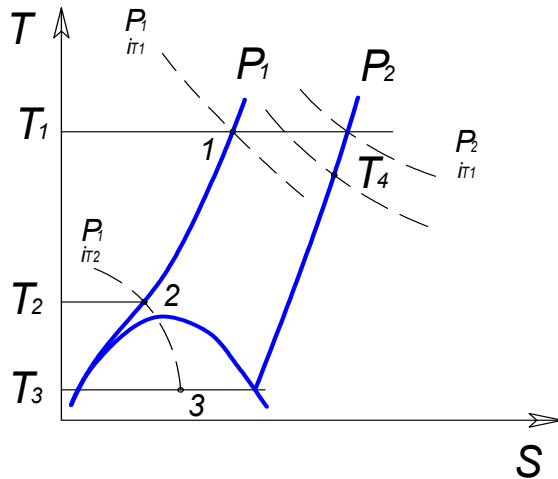
ДРОССЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ



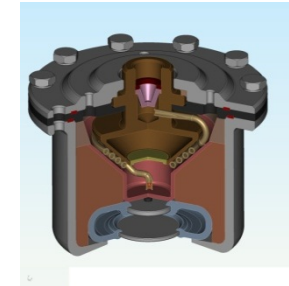
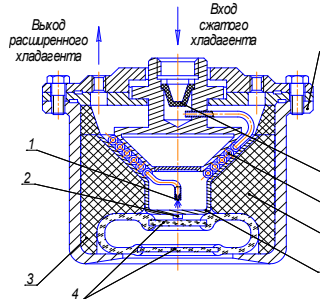
Дроссельная система охлаждения с использованием замкнутого цикла
 I – блок высокого давления; II – низкотемпературный блок
 1 – компрессор; 2 – теплообменник; 3 – рекуператор; 4 – дроссель.



Дроссельная система охлаждения с разомкнутым циклом
 1 – резервуар (цилиндрический баллон); 2 – электрический пневмоклапан; 3 – рекуперативный теплообменник; 4 – дроссель; 5 – линия сброса рабочего тела



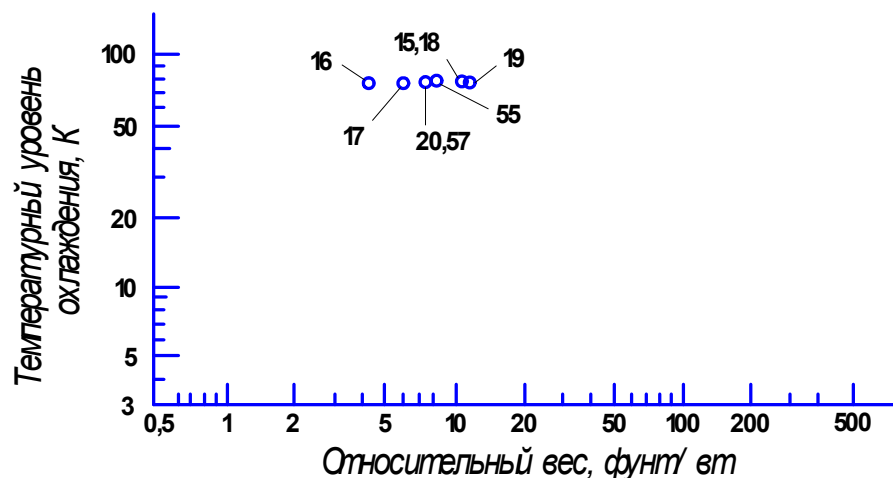
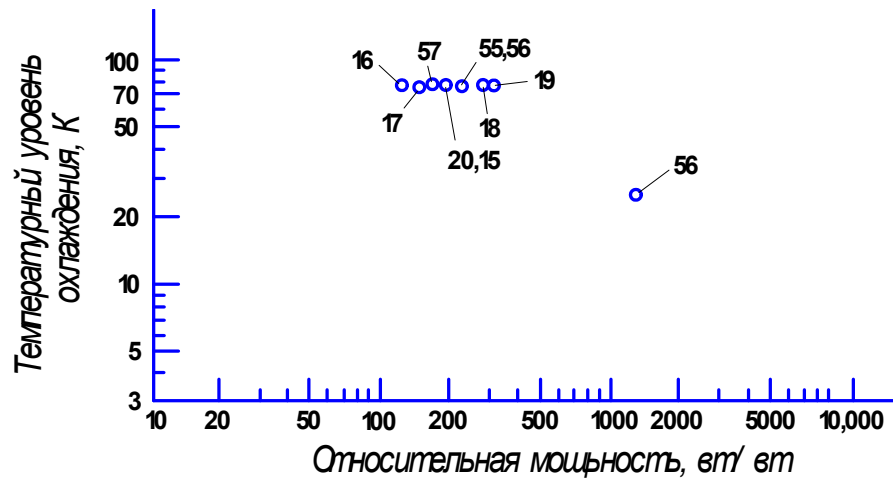
Процесс дросселирования газов в $T-S$ диаграмме



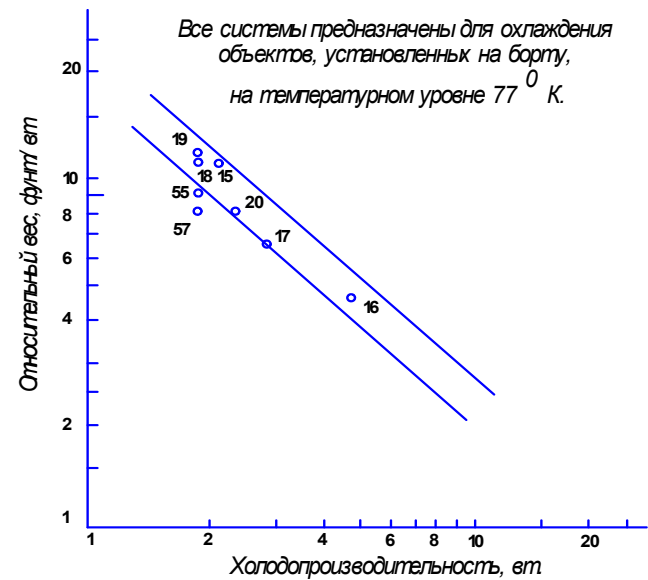
Конструктивная схема микроохладителя с коническим микротеплообменником для глубоко охлаждаемого ИК-приёмника

1 – дроссельная дюза; 2 – фоточувствительный элемент; 3 – вакуумная колба; 4 – выходные оптические окна; 5 – медный хладопровод; 6 – теплоизоляция из стеклотекстолита СТЭФ; 7 – конусный микротеплообменник; 8 – фильтр; 9 – корпус криостата

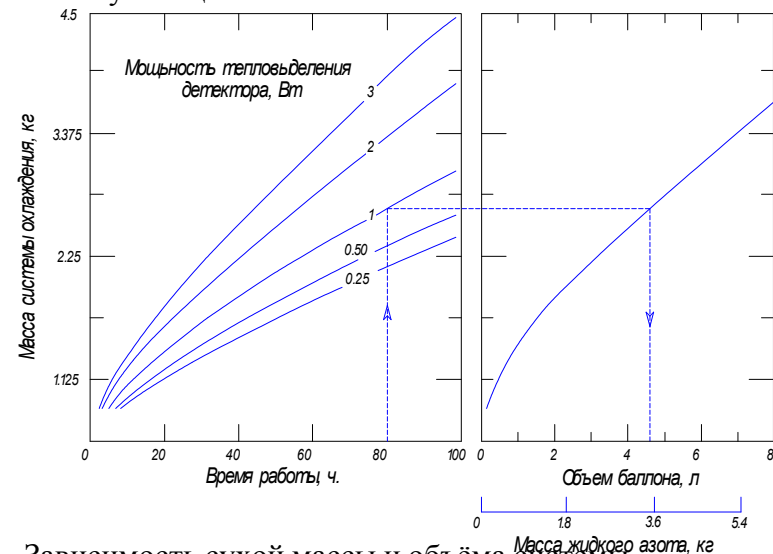
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДРОССЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ



Зависимость мощности и относительной массы от температурного уровня охлаждения для дроссельной системы с замкнутым циклом



Зависимость относительной массы от холодопроизводительности для систем охлаждения с замкнутым циклом



Зависимость сухой массы и объема системы охлаждения ИК – детектора на жидком азоте от ресурса работы при различных суммарных мощностях тепловыделения детектора

5 КОНСТРУКЦИЯ ДРОССЕЛЬНОГО И ИСПАРИТЕЛЬНОГО МИКРОКРИОГЕННЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

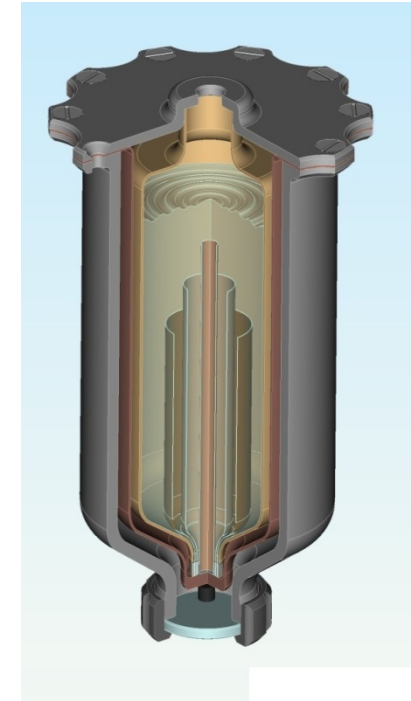
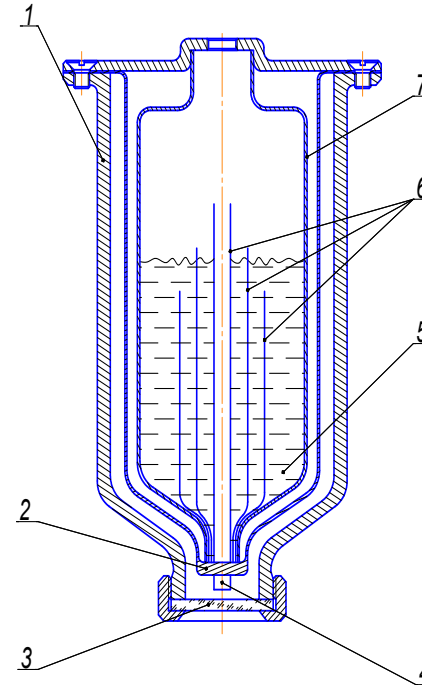
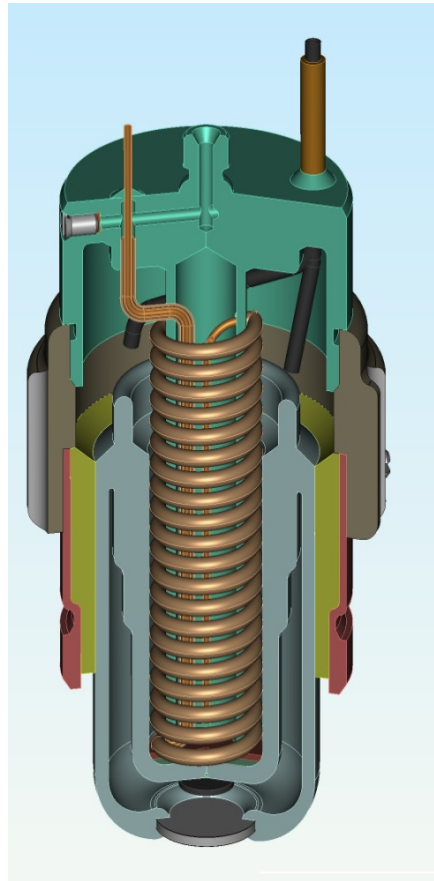
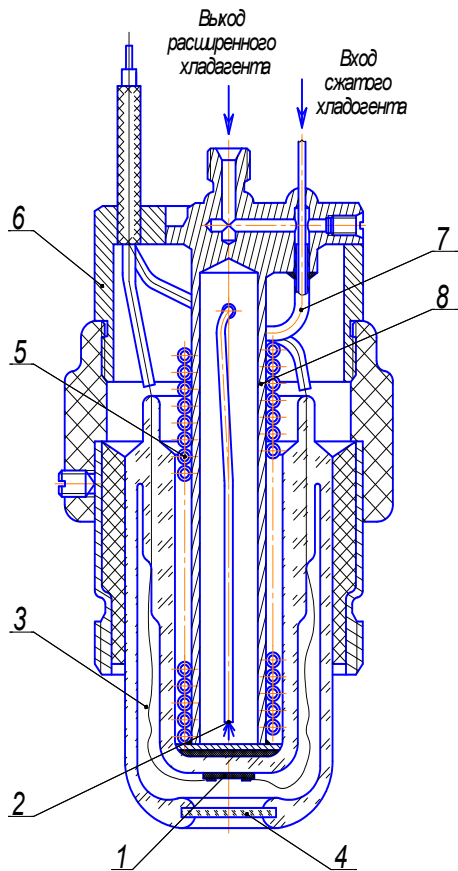
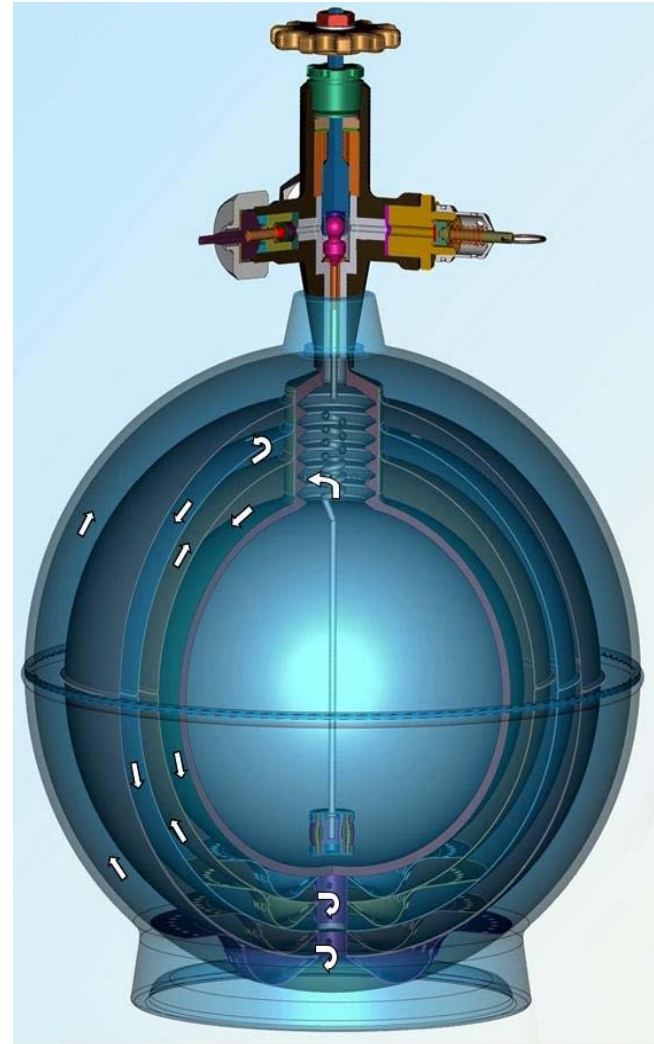
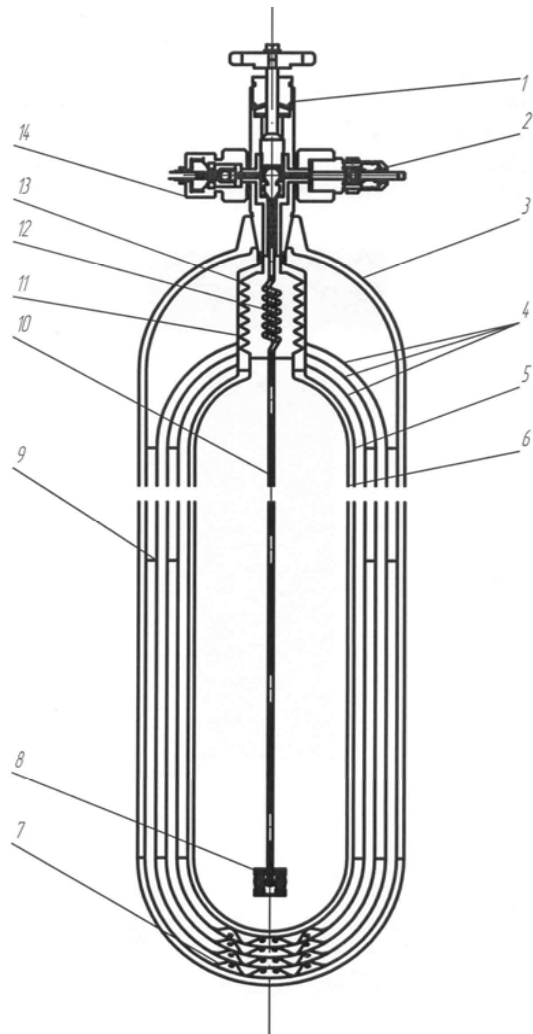


Схема охлаждаемого детектора ИК – излучения
1 – охлаждаемый ИК-детектор; 2 – парожидкостная смесь; 3 – вакуумная полость стеклянной колбы; 4 – прозрачное для ИК лучей окно; 5 – теплообменник типа труба в трубе (Линде); 6 – кожух микроохладителя; 7 – выходной штуцер; 8 – крышка криоохладителя

Принципиальная схема охлаждения с подачей хладагента
1 – детектор; 2 – объект охлаждения; 3 – магистраль удаления паров жидкости; 4 – управляющий клапан с регулируемым соплом; 5 – линия подачи жидкого хладагента; 6 – резервуар для хранения жидкого хладагента; 7 – вентиль слива хладагента; 8 – вентиль заправочного устройства; 9 – предохранительный клапан или клапан регулирования давления.

КОНСТРУКЦИЯ ЁМКОСТИ С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ



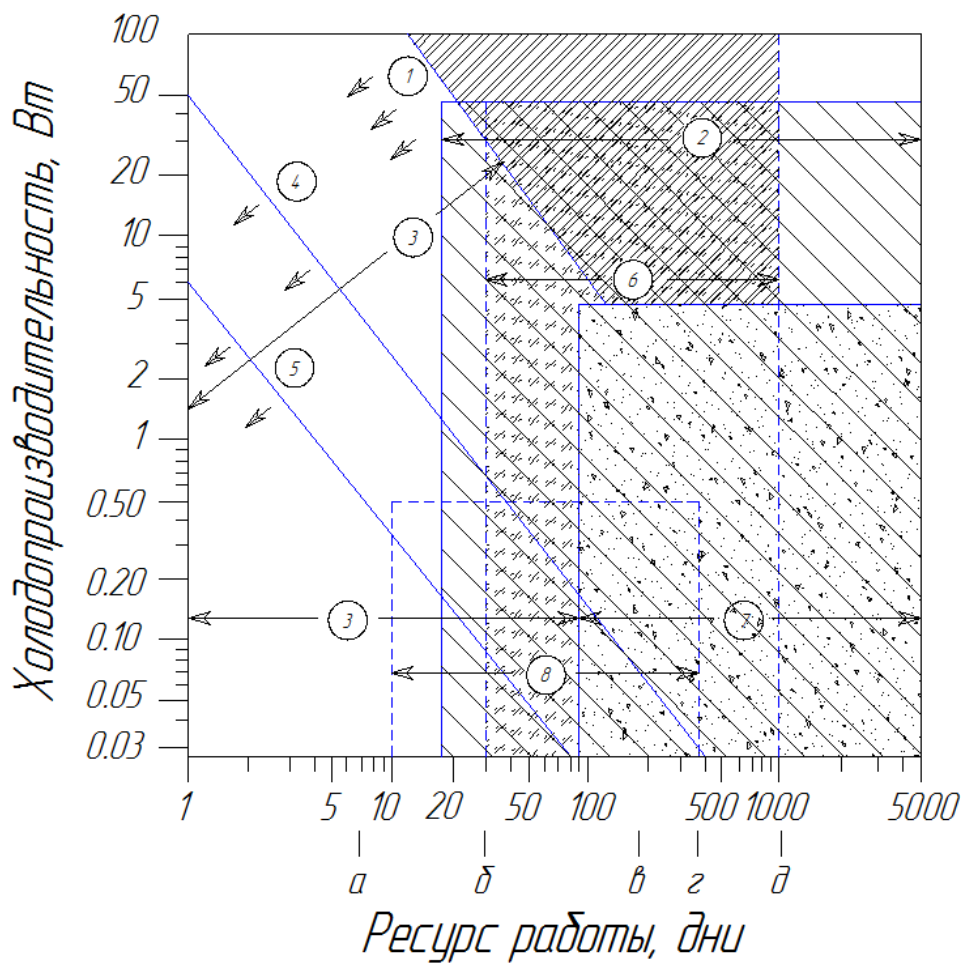
Универсальный газовый баллон

1- вентиль запорный; 2 – клапан предохранительный; 3 – баллон; 4 – изоляция; 5 – изоляция внутренней ёмкости; 6 - внутренняя ёмкость; 7 - проставки опорные; 8 - фильтр; 9 – проставки радиальные; 10 – стакан; 11 - трубка заправочная; 12 – змеевик; 13 - сильфон; 14 – штуцер.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

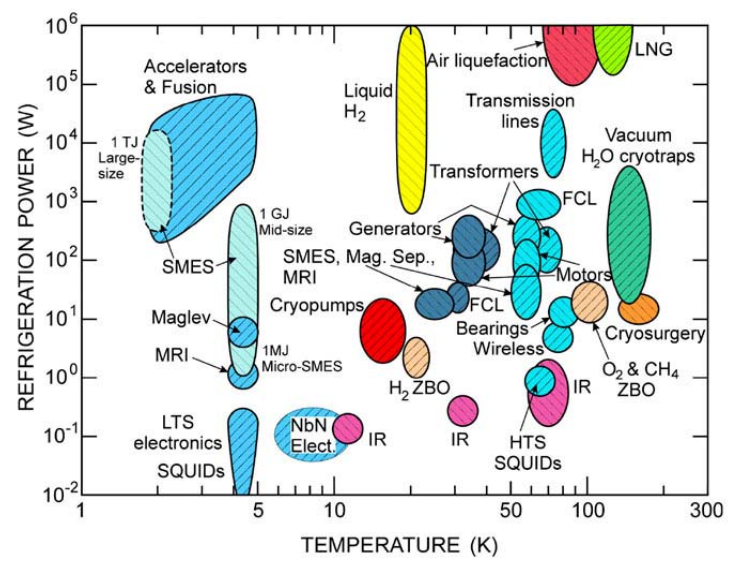
№	Способы захлаживания	Преимущества	Недостатки	Проблемы	Примечания
1	Забортный воздух	Простота	Зависимость от высоты и скорости самолета	Организация забора воздуха. Влажность воздуха. Необходимость в теплообменнике	Возможно использование на транспортных и дозвуковых ЛА. На высотах с отриц. t или в особых климатических условиях
2	Жидкий криоагент	Простота системы; Регулируемая холодопроизводительность	Невозможность длительного наземного хранения. Необходимость запаса на борту, количества криоагента соответствующего времени работы комплекса	Организация производства, хранения и закачки криагента в условиях аэродрома	В зависимости от используемого рабочего тела температура захлаживания может быть от -80 °С до -250 °С
3	ГКМ Стирлинга	Возможность получения температуры охлаждения в широком диапазоне до 80К. Возможность использования для ИК систем	Сложность ГКМ	Стыковка с объектом охлаждения	В зависимости от количества каскадов температура захлаживания может быть от до -200 °С
4	Дроссельные системы охлаждения	Простота. Наличие серийных систем. Универсальность применения для бортовых систем	Существенная масса баллонов. Сложность регулирования холодопроизводительности. Изменение температуры дросселирования	Хранение газа высокого давления	В зависимости от используемого рабочего тела температура захлаживания может быть от -80 °С до -200 °С
5	Вихревой эффект	Простота конструкции. Регулирование. Малая масса.	Давление воздуха 6 атм.	Организация забора воздуха. Влажность воздуха. Необходимость в теплообменнике.	Температура захлаживания может быть от +15 °С до -40 °С
6	ТЭО	Простота в эксплуатации	Низкая эффективность. Организация теплосъема с горячих спаев.		В зависимости от количества каскадов температура захлаживания от +15 °С до -200 °С

9 ХАРАКТЕРИСТИКИ БОРТОВЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

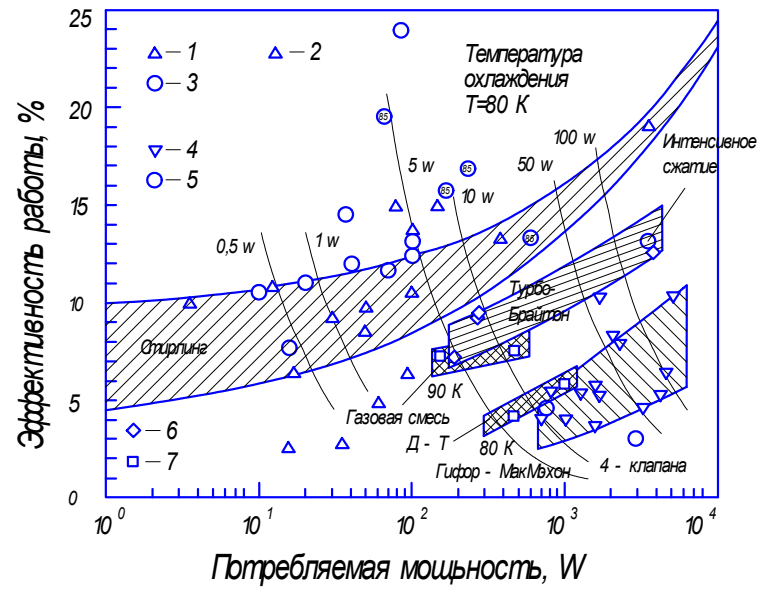


а) – неделя; б) – один месяц; в) – шесть месяцев; г) – один год; д) – три года

Зависимость холодопроизводительности от ресурса работы
 1 – разомкнутый цикл; 2 – радиационные системы; 3 – системы с использованием жидкого хладагента; 4 – дроссельные системы (77 К); 5 – дроссельные системы (20 К); 6 – механические системы; 7 – термоэлектрические системы; 8 – системы с использованием отверждённого хладагента

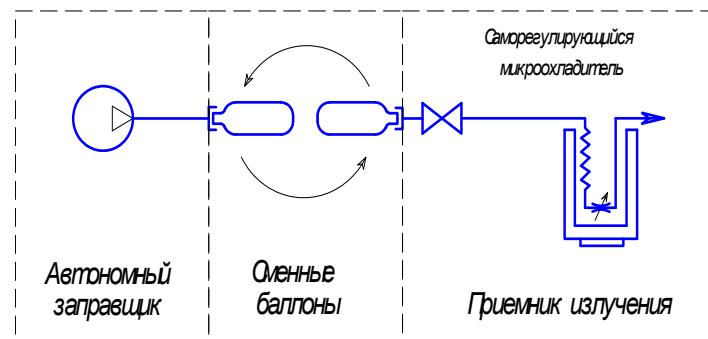
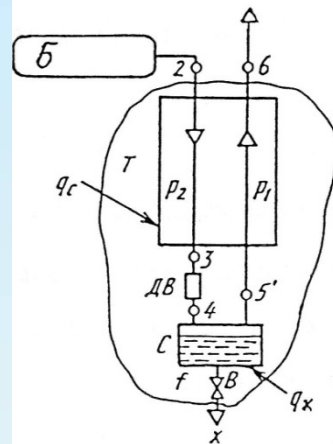
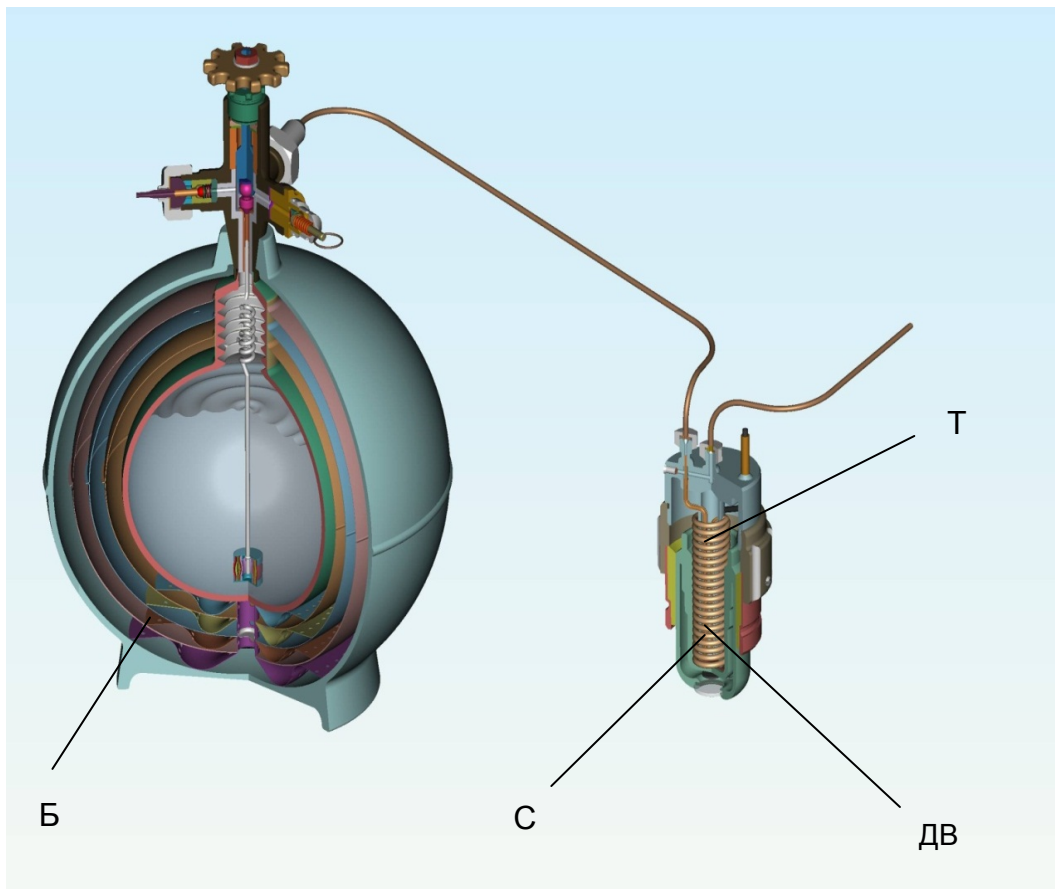


Зависимость холодопроизводительности от температурного уровня охлаждения



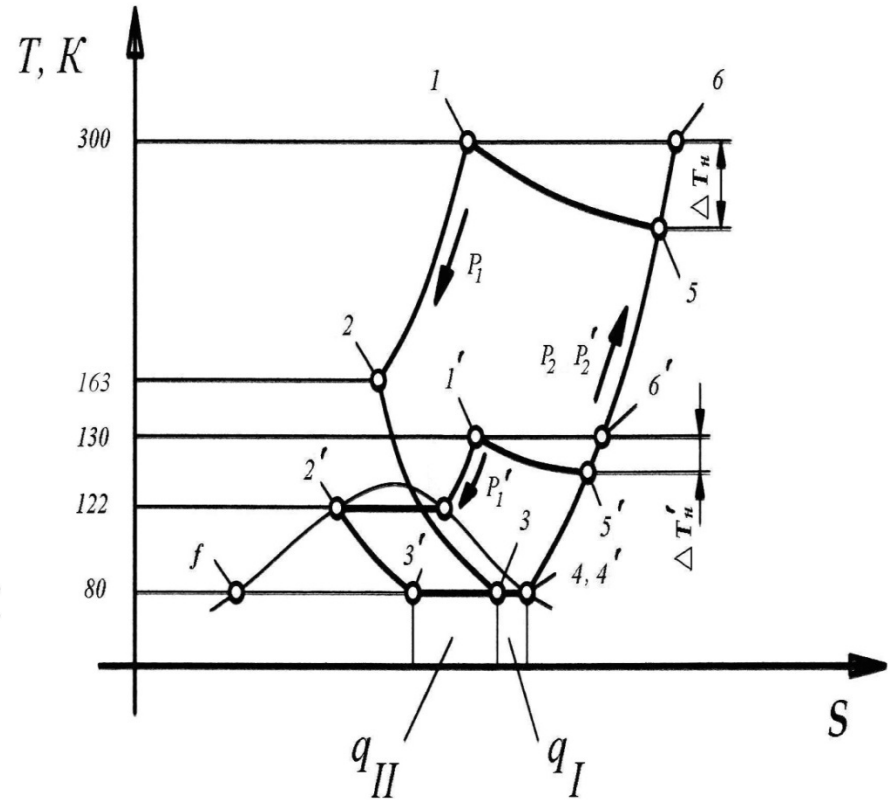
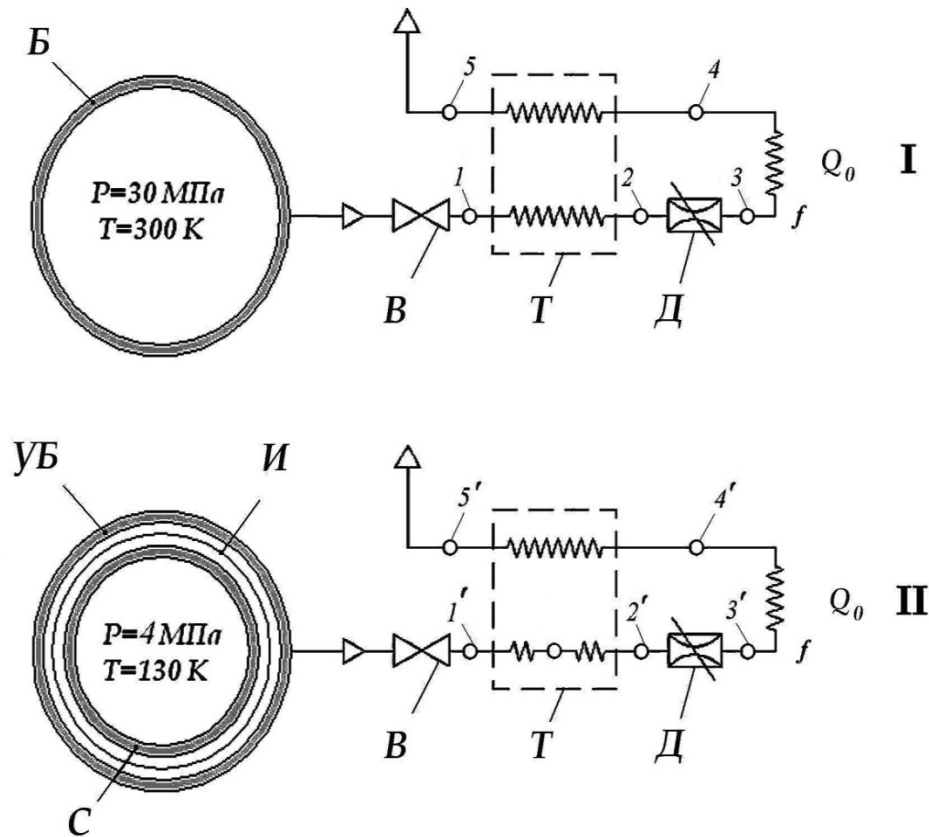
Зависимость потребляемой мощности от эффективности работы различных систем охлаждения

Схема дроссельной системы



Б - баллон; Т – теплообменник-регенератор; ДВ - дроссельный вентиль; С – объект охлаждения

ДРОССЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ



Т - S диаграмма дроссельной системы охлаждения:
 I – обычная баллонная система; II – система с универсальным баллоном

Расчет параметров дроссельной системы охлаждения

По условию баланса в теплообменнике теоретически:

$$q_T = l_2 - l_{3T} = l_6 - l_5 \quad (1)$$

т.е.
$$i_{3T} = i_2 - i_6 + i_5 \quad (2)$$

Принимаем:

$$i_3 = i_{3T} + q_c \quad (3)$$

Удельная холодопроизводительность составит:

$$q_x = i_5 - i_4 = i_5 - i_3 \quad (4)$$

Потребный расход азота определяется полной холодопроизводительностью при $Q_x = 10 \text{ Вт}$:

$$G_{N_2} = \frac{Q_x}{q_x} \quad (5)$$

За данный промежуток времени $t = 10$ МИН масса азота в баллоне уменьшится на:

$$\Delta m = G_{N_2} \cdot \Delta \tau \quad (6)$$

Оставшаяся масса азота в баллоне:

$$m_{i-1} = m_i - \Delta m \quad (7)$$

В соответствии через промежуток времени давление p_o в баллоне примет значение:

$$p_i = p_o \left(\frac{m_i}{m_o} \right)^k \quad (8)$$

Полное время работы системы охлаждения соответственно равно:

$$\tau = \Delta \tau \cdot n \quad (9)$$

Аналогично выполняется расчет для второго варианта разомкнутой дроссельной системы охлаждения.

Расчет отличается только тепловым балансом в теплообменнике-регенераторе

$$\left\{ \begin{aligned} q_{T1}^{теор} &= i_2 - i_{3T} = i_6 - i_5 \end{aligned} \right. \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{aligned} q_{T2}^{теор} &= i_{3T} - i_4 = i_5 - i_5' \end{aligned} \right. \quad (11)$$

Графики изменения расхода хладагента и удельной холодопроизводительности по времени работы систем охлаждения представлены на рисунке 4, 5

Результат расчета параметров дроссельной системы

охлаждения

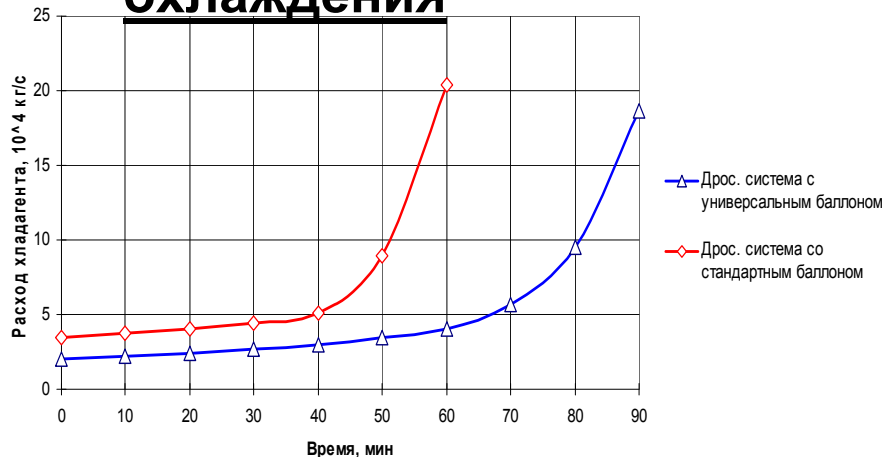


Рисунок 4 - График изменения расхода хладагента по времени работы систем охлаждения

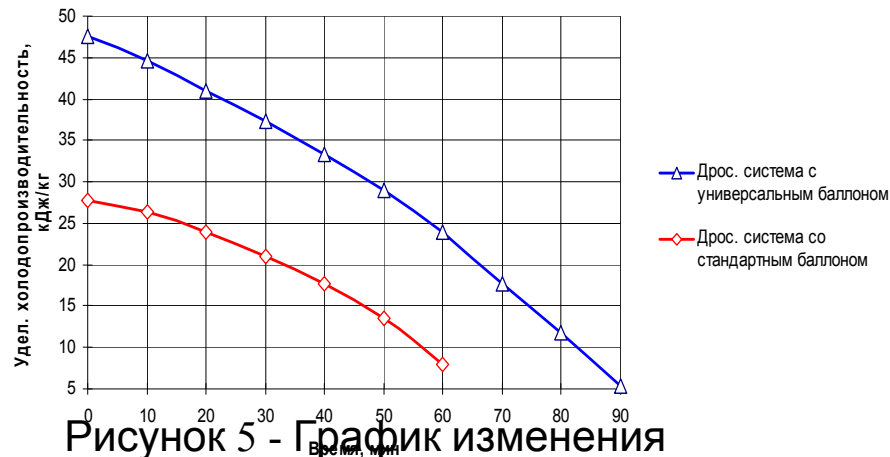


Рисунок 5 - График изменения удельной холодопроизводительности по времени работы систем охлаждения

Для сравнения также был сделан расчет в режиме испарительного охлаждения для жидкого азота (80К) при среднем значении теплоты испарения $r = 150$ кДж/кг (в диапазоне давлений 0.1...3 МПа). Расход криогенного компонента составит:

$$G_{жс} = \frac{Q_x}{\bar{r}} = \frac{10}{150 \cdot 10^3} = 0.67 \cdot 10^{-4} \text{ (кг/с)}. \quad (12)$$

Время отбора жидкой фазы азота:

$$\tau_{жс} = \frac{m_0}{G_{жс}} = \frac{3}{0.67 \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 12.5 \text{ (ч)}. \quad (13)$$

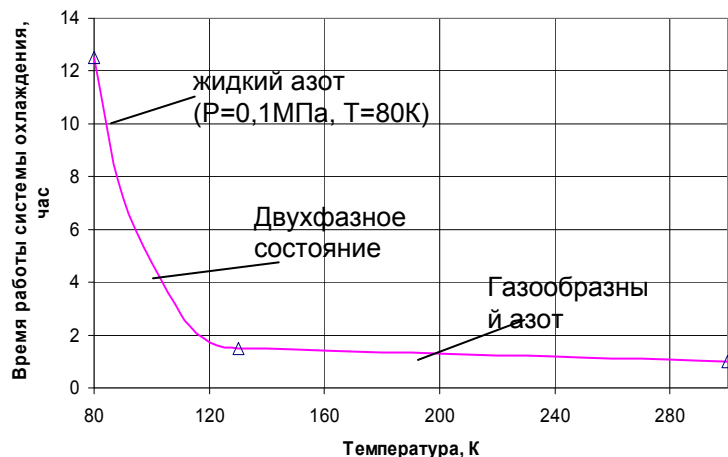
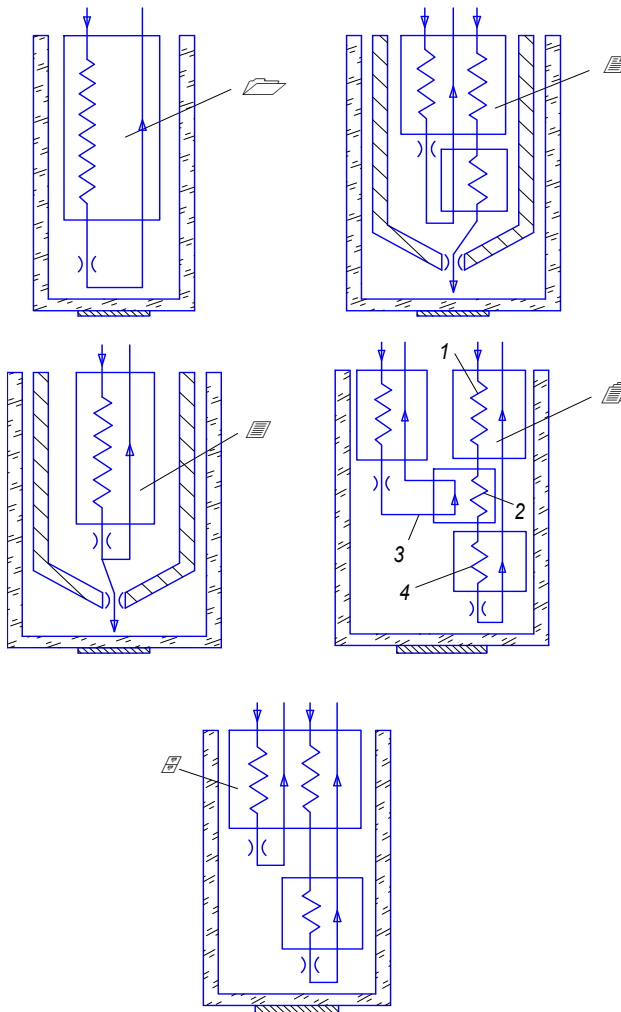


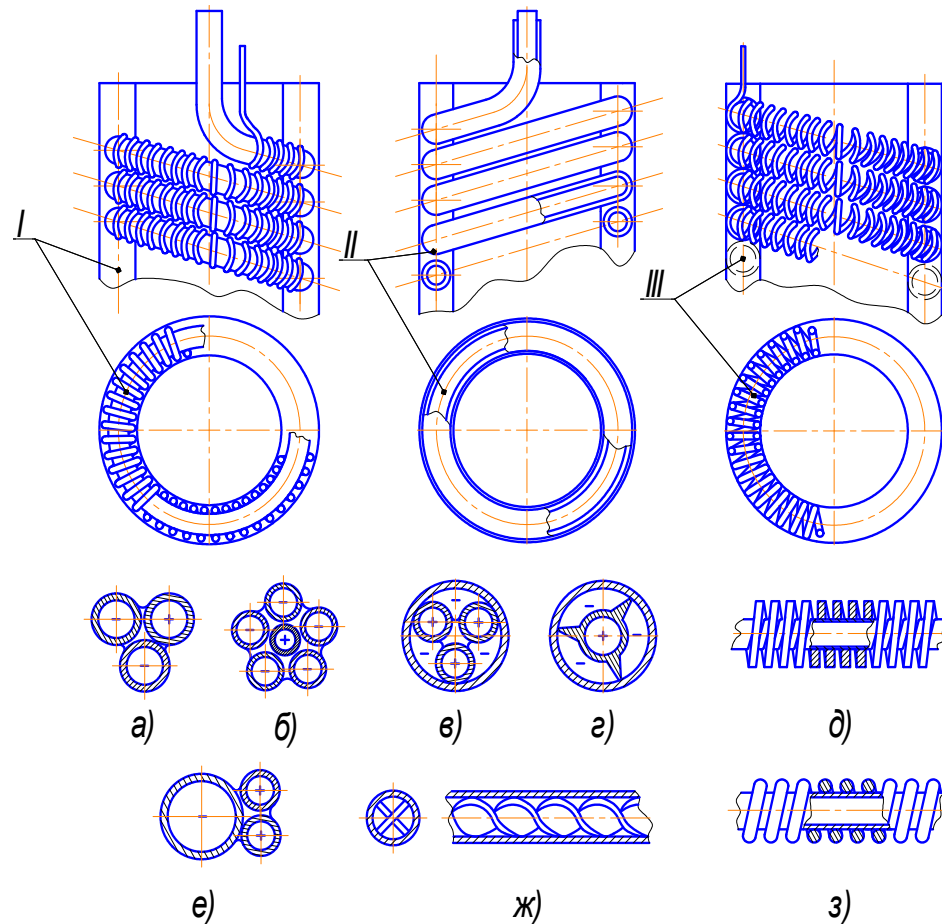
Рисунок 6 - График изменения время работы системы охлаждения от начальной температуры рабочего тела в системе

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ДРОССЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ



Различные схемы теплообменников

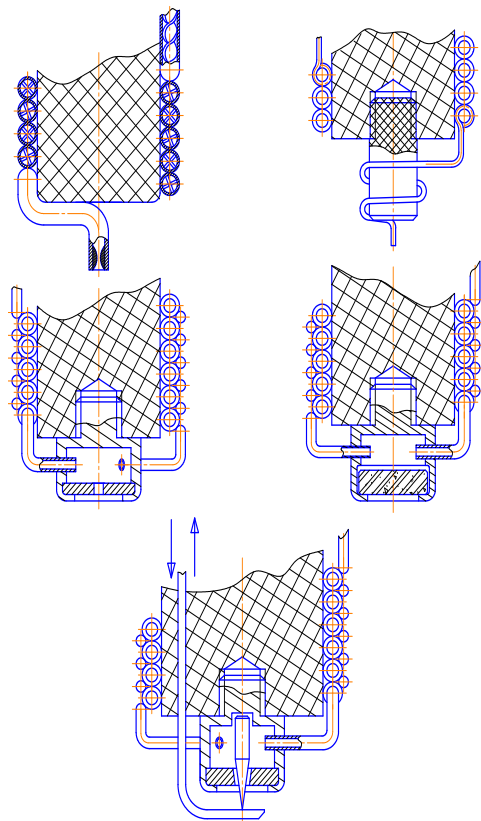
I – с простым дросселированием; II – с двукратным параллельным дросселированием; III – с двукратным последовательным дросселированием; IV и V – соответственно с «локальным» и «распределённым» охлаждением хладагента второго каскада



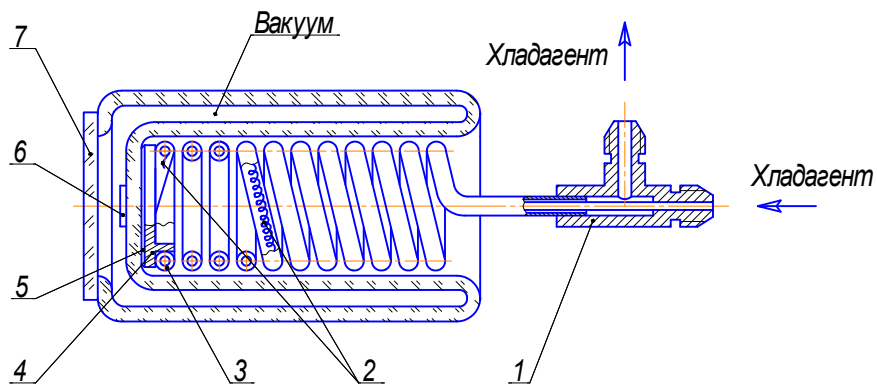
+ Прямой поток
— Обратный поток

Устройство микрокриогенных теплообменников

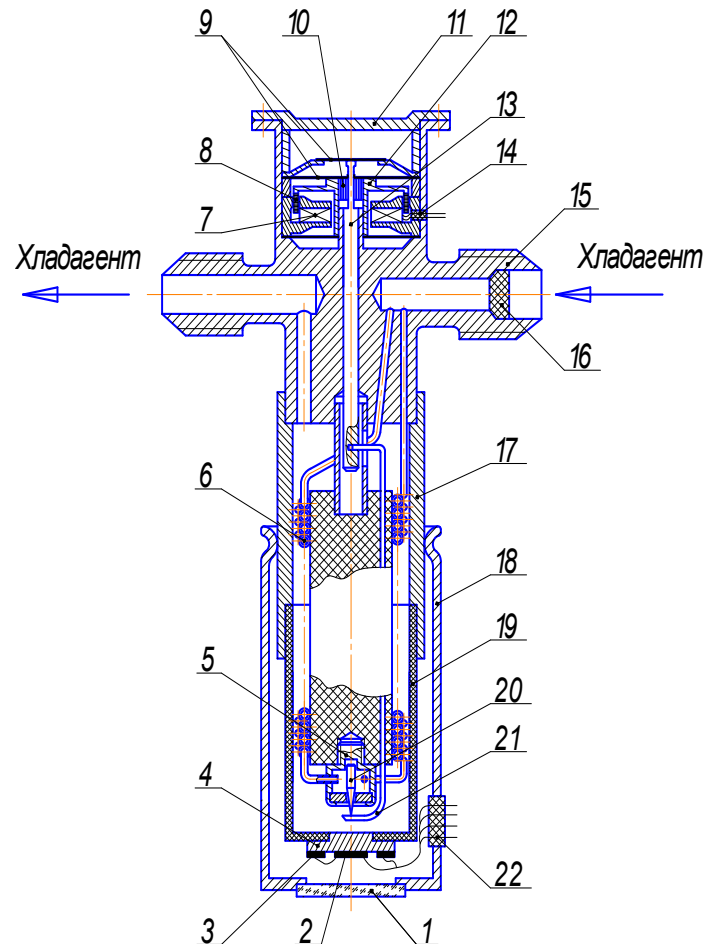
1 – теплообменник типа (Хэмпсона); 2 – теплообменник типа (Линде) а), б), в), г), д), е), ж) – варианты компоновки трубок теплообменника Линде.



Конструктивные схемы дроссельных устройств

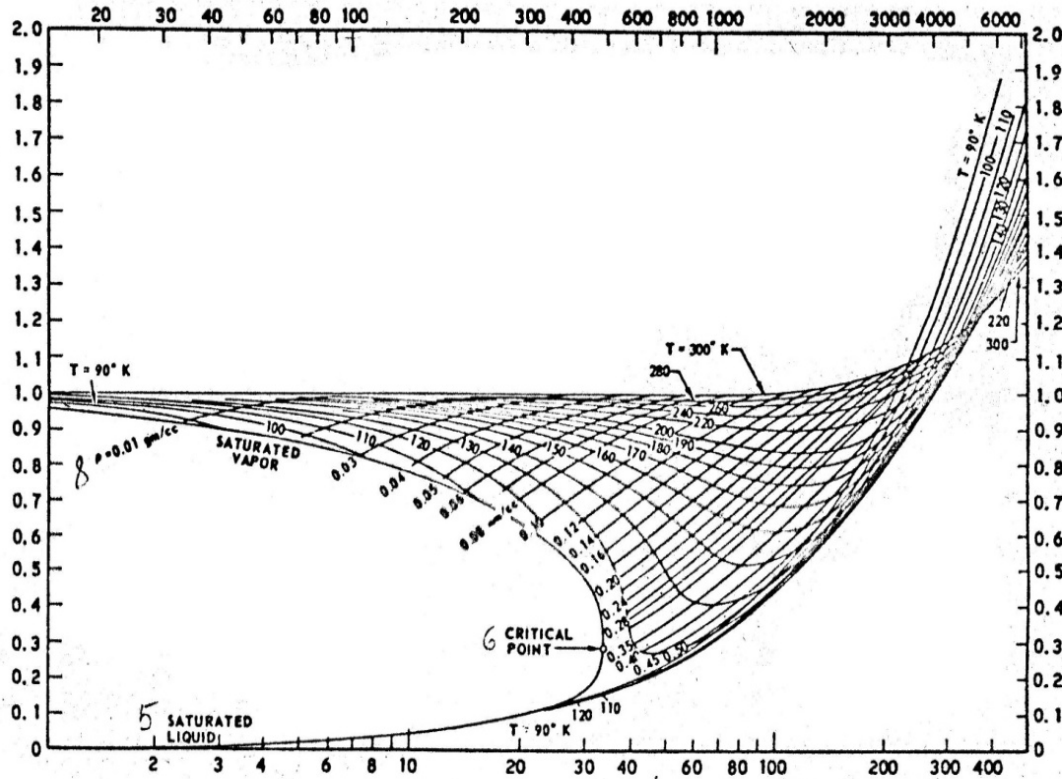


Микрохладитель простого дросселирования с противоточным теплообменником

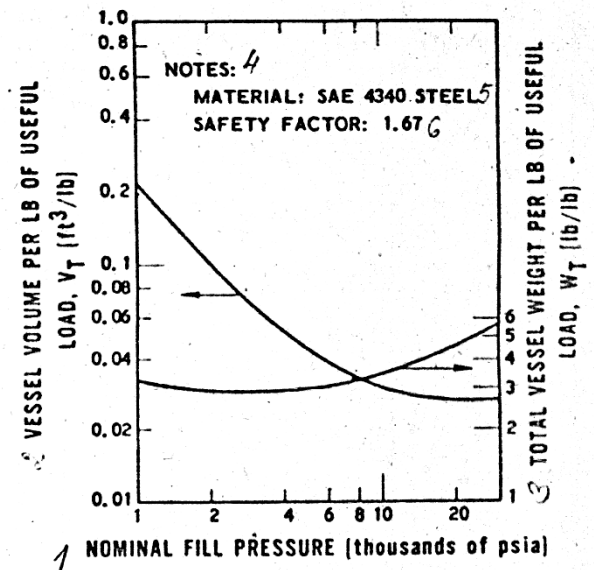


1 – входное оптическое окно; 2 – фоточувствительный элемент; 3 – кольцевая стеклотекстолитовая печатная плата с выводами от фоточувствительного элемента; 4 – медный хладопровод; 5 – дроссельная дюза; 6 – теплообменник Хэмпсона; 7 – магнит; 8 – катушка; 9 – мембранные пружины; 10 – бесконтактное уплотнение; 11 – крышка; 12 – подвижный элемент; 13 – подвижный шток; 14 – герметичный разъем; 15 – корпус; 16 – фильтр; 17 – обечайка из нержавеющей стали; 18 – обечайка (секция) теплообменника из ковара; 19 – секция обечайки теплообменника из стеклотекстолита СТЭФ; 20 – игла; 21 – тяга; 22 – сверхгерметичный разъем типа

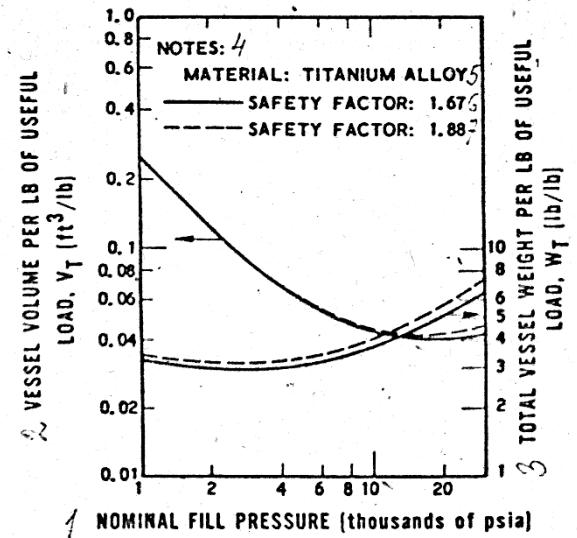
15 РАСЧЕТНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ СФЕРИЧЕСКИХ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЕМКОСТЕЙ



Коэффициент сжимаемости (азот)

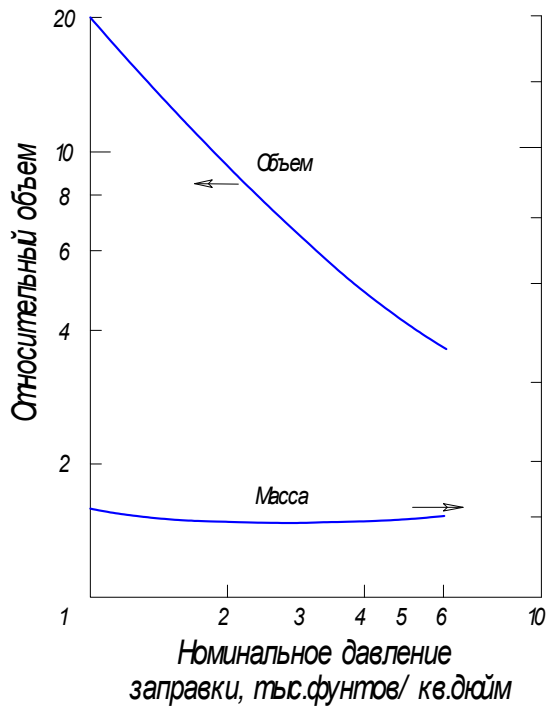


Относительная масса и относительный объем сферических резервуаров для хранения кислорода

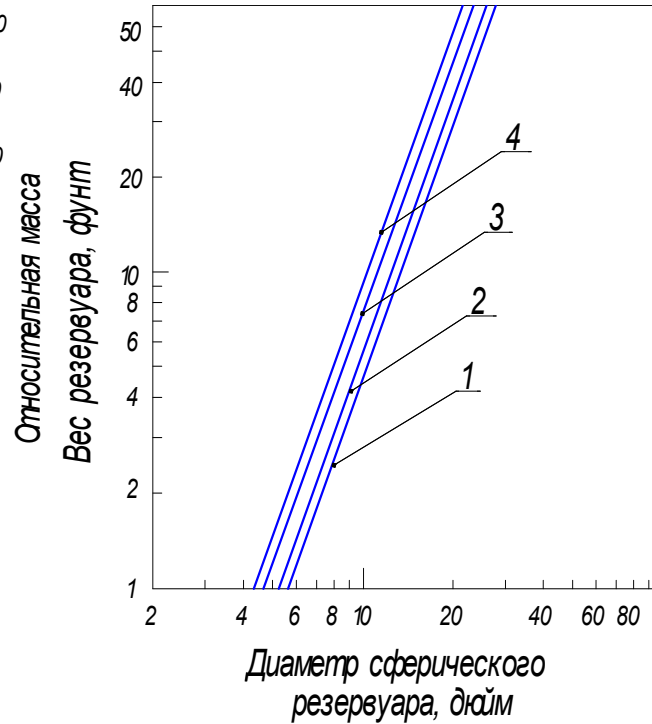


Относительная масса и относительный объем сферических резервуаров для хранения азота

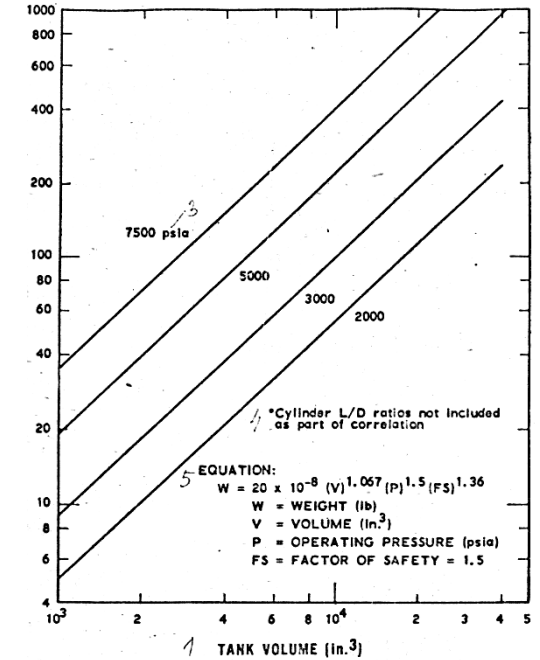
ПАРАМЕТРЫ СФЕРИЧЕСКИХ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЁМКОСТЕЙ



Относительная масса и относительный объем сферических ёмкостей для хранения гелия в зависимости от давления



Масса сферических ёмкостей высокого давления



Масса цилиндрических ёмкостей высокого давления

ГАЗОВЫЕ КРИОГЕННЫЕ МАШИНЫ



КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГАЗОВЫХ КРИОГЕННЫХ МАШИН (ГКМ)



- Период бурного развития криогенной техники начался в 50-е годы XX века. Он ознаменован появлением новых машин, новых циклов, высокоэффективных теплообменных аппаратов и теплоизоляционных материалов. Именно в 50-е годы начали применять газовые криогенные машины (ГКМ)
- В отечественной литературе газовыми криогенными машинами принято называть машины, у которых теплообменные аппараты включены в мертвый объем полостей расширения и сжатия.
- ГКМ эквивалентна установке, состоящей из традиционных машин и аппаратов, и объединяет в одной машине все агрегаты. Благодаря этому упрощена конструкция, уменьшены размеры и масса, улучшены ее эксплуатационные характеристики. Эти преимущества обеспечивают широкую область применения ГКМ в ряде отраслей народного хозяйства.
- Следует заметить, что большая часть вновь созданных машин является реализацией идей, высказанных учеными и инженерами в XIX веке. Например, возможность использования двигателя Стирлинга в качестве холодильной машины была выявлена Дж. Гершелем в 1834 г. Машины В. Гиффорда являются реализацией идей Сольвея, высказанных в 1886 г. Но при том уровне знаний в области термодинамики и теплопередачи, а также уровне развития промышленности они не могли стать конкурентоспособными, поэтому к 30-м годам XX века такие машины были полностью забыты. Их изобретали заново.

КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГАЗОВЫХ КРИОГЕННЫХ МАШИН (ГКМ)



- Специфика циклов ГКМ обусловлена тем, что процессы расширения и сжатия сопровождаются массообменом между полостями с различными температурами, а также характеризуются нестационарностью процессов в теплообменных аппаратах. Именно этими особенностями циклов объясняются затруднения, которые возникают при математическом описании процессов и экспериментальном исследовании машин. С другой стороны, опыт последних лет показал, что в более полном учете специфики цикла заключен резерв в повышении эффективности разрабатываемых машин.
- Первые ГКМ были созданы фирмой «Филипс» («Philips», Голландия) в начале 50-х годов. Следует заметить, что все криогенные машины создавались на базе существующих тепловых двигателей. Так, если для поршневого детандера прототипом является паровой двигатель, а для турбодетандера – газовая турбина, то для ГКМ – двигатель внешнего сгорания.
- Изобретение одного из видов двигателей внешнего сгорания связано с именем шотландского священника Роберта Стирлинга, в 1816 г. получившего патент на машину, которая производила движущую силу посредством нагретого воздуха. Заложенные в двигателе идеи намного опережали свой век, и только в наше время они получают должную оценку. В основу двигателя Стирлингом положена машина, работающая по замкнутому термодинамическому регенеративному циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего тела осуществляется путем изменения объема. Таким образом, этот принцип может быть положен как в основу преобразования теплоты в работу (прямой цикл), что имеет место в двигателе, так и, наоборот, – работы в теплоту (обратный цикл).

КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГАЗОВЫХ КРИОГЕННЫХ МАШИН (ГКМ)



- Фирма «Филипс» начала работы по возрождению забытых машин в конце 30-х - начале 40-х годов XX в. Программа фирмы включала создание электрического генератора с тепловым приводом для питания радиоаппаратуры, другая группа исследователей под руководством И. Келлера предприняла серьезные усилия для промышленной разработки криогенных машин Стирлинга на современном уровне технологии. С 1953 г. фирма «Филипс» начала серийный выпуск ГКМ Стирлинга. Реализация предложенных Стирлингом конструктивных мероприятий при разработке машины на современном технологическом уровне позволила создать ГКМ с КПД, превышающим КПД криогенных установок такой же холодопроизводительности.
- В 60-е годы были созданы разнообразные конструкции ГКМ Стирлинга с полезной холодопроизводительностью от 1 Вт до 420 кВт. В эти же годы был начат серийный выпуск отечественных машин (ЗИФ-700, ЗИФ-1000, ГКМ-9000/80 и др.). Распространение получили микрокриогенные машины Стирлинга, которые покрывают требуемый диапазон полезных холодопроизводительностей практически во всем интервале температур от 8 до 80–100 К. Разработаны конструкции простого и двойного (1959 г.) действия с кривошипно-шатунным и ромбическим (1965 г.) приводом поршня и вытеснителя. В 1959 г. появились первые ГКМ Стирлинга со свободным вытеснителем, в 1970 г. начат серийный выпуск сплит-Стирлингов (с отделенной низкотемпературной частью). Начиная с 1978 г. и до настоящего времени ведутся интенсивные проработки конструкций машин с линейным приводом и магнитным подвесом поршня и вытеснителя.

КРАТКАЯ ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГАЗОВЫХ КРИОГЕННЫХ МАШИН (ГКМ)



- Первое описание теплоиспользующей ГКМ было приведено Р. Вюлемье в патенте США в 1918 г. Однако каких-либо сведений о попытках практической реализации идеи история не сохранила. Повторное изобретение машины было сделано в 1938 г. В. Бушем, который занимался разработкой теплоиспользуемых компримирующих устройств. В 1951 г. сотрудником лаборатории в Лейденском Университете (Голландия) К. Таконисом был взят патент США на криогенную машину с тепловым приводом и регенерацией теплоты. Поэтому часто в литературе ГКМ этого типа называют машинами Вюлемье-Такониса.
- В настоящее время конструктивные разработки в основном касаются совершенствования приводного механизма и поиска конструкционных материалов для горячих цилиндров и нагревателей.
- В конце 50-х годов в США В. Гиффордом и Г. Мак-Магоном были запатентованы два типа ГКМ с независимым источником сжатого газа.
- Прототипом первой ГКМ (в отечественной литературе принято название - детандер со встроенным регенератором) является забытая холодильная машина, изобретенная в Германии Сольвеем еще в 1887 г. Она представляет собой поршневой детандер, в котором между рабочими клапанами и полостью расширения располагается регенератор.
- Надо отметить, что в России также активно занимались теорией и опытно конструкторской разработкой ГКМ. Большой вклад в развитие теории ГКМ был сделан группой ученых МВТУ им. Баумана (А. Д. Суслов, А. М. Архаров, Е. И. Микулин и др.), ОмПИ (Г.А.Гороховский). Группа исследователей НПО «Микрокриогенмаш» под общим руководством А. К. Грезина провела работы по исследованию, созданию и выпуску эффективных ГКМ для микрокриогенной техники.

СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ГКМ

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА И ПРЕРЫВИСТЫМ ДВИЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ



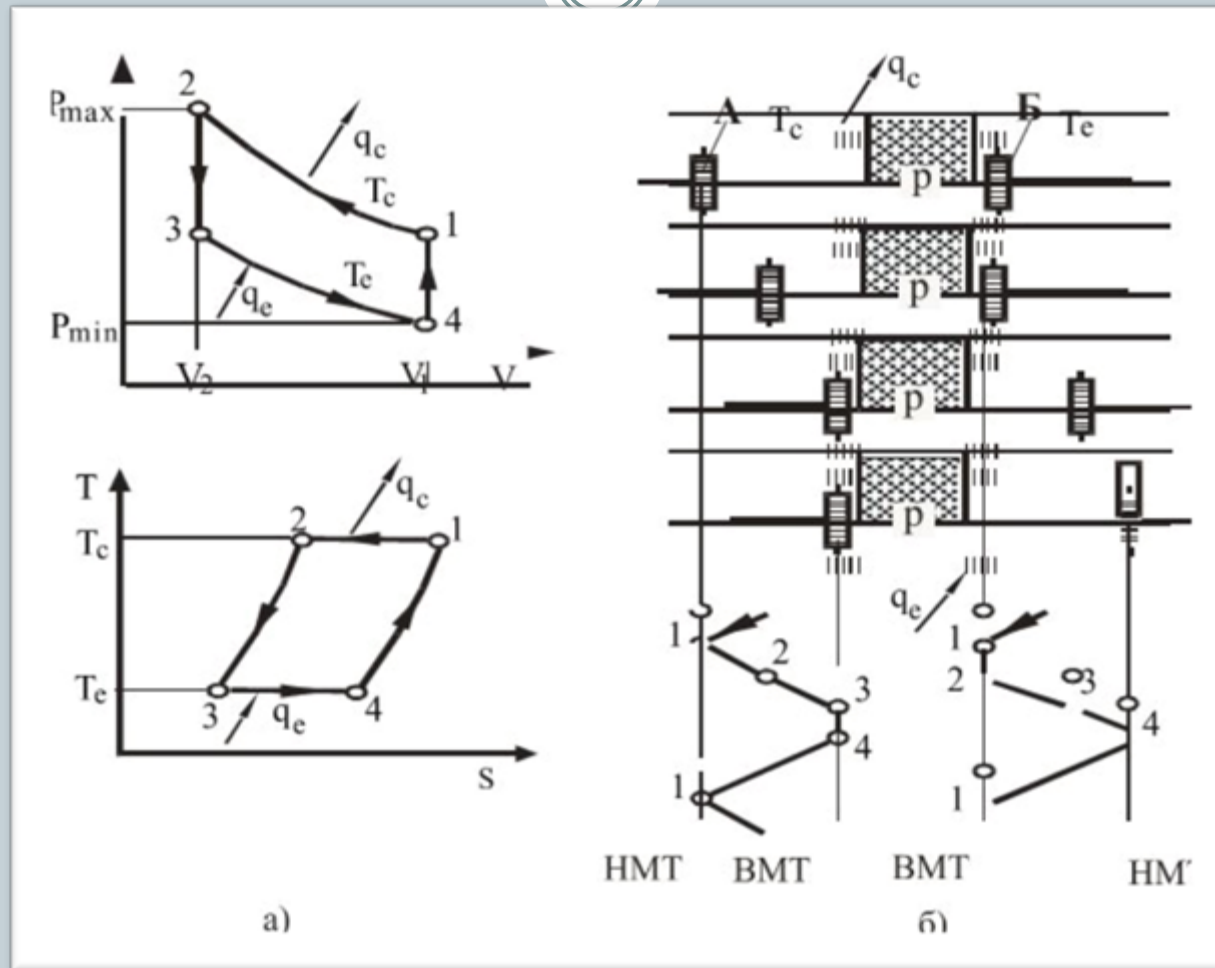
Газовые криогенные машины (ГКМ) отличаются от других криогенных систем тем, что все процессы термодинамического цикла реализуются в одной «машине», связанной единым объемом. Существуют несколько типов ГКМ. Наибольшее распространение получили ГКМ, работающие по обратному циклу Стирлинга, а также по циклам Гиффорда–Мак-Магона, Такониса–Вюлемье.

Рассмотрим вначале идеальный цикл Стирлинга с прерывистым движением поршней, названный также циклом с регенерацией тепла.

Идеальный цикл Стирлинга состоит из двух изотерм и двух изохор. Он реализуется в объеме между двумя поршнями А и Б, где расположены регенератор и слева и справа от него теплообменники – холодильник и теплообменник нагрузки. Для совершения идеального цикла должны быть выполнены следующие условия:

- теплота q_c от системы в холодильнике отводится в окружающую среду с температурой T_c при температуре рабочего тела – газа T_1 в процессе изотермического сжатия 1–2, отличающейся от T_c на величину dT_1 , т. е. $T_1 = T_2 = T_c + dT_1$;
- - теплота q_e от низкотемпературного источника с температурой T_e передается рабочему телу в теплообменнике нагрузки в процессе изотермического расширения 3-4, имеющему температуру $T_3 = T_4$, отличающейся от T_e на dT_2 , т.е. $T_e = T_3 + dT_2$;
- - регенерация теплоты в цикле осуществляется при $V = \text{const}$ в регенераторе при разности температур между рабочим телом – газом и насадкой регенератора, равной dT_i , в каждом сечении регенератора;
- - движение поршней А и Б осуществляется без трения и гидравлического сопротивления

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА



а) изображение процессов в p - V и T - s диаграммах; б) схема перемещения поршней

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА



- Весь цикл разделяется на четыре фазы – процесса, изображенных на предыдущем слайде на рисунках а и б:
- **I процесс:** Изотермическое сжатие 1-2. Двигается только компрессорный поршень А, газ изотермически сжимается при температуре $T_1=T_2=T_c+dT_1$, объем газа уменьшается от V_1 до V_2 . А давление увеличивается от p_1 до p_2 . При этом затрачивается удельная работа:

$$l_c = R \cdot T_c \ln \frac{p_2}{p_1} = R \cdot T_c \ln \frac{V_1}{V_2}$$

- **Тепло сжатия в этом процессе q_c , равное работе сжатия отводится в окружающую среду:**

$$q_c = T_1(s_1 - s_2) = T_c(s_1 - s_2).$$

- **II процесс:** Изохорный процесс с отводом тепла 2–3. Двигаются оба поршня А и Б таким образом, что объем между ними остается постоянным $V_2=V_3$. Газ из полости сжатия проталкивается в полость расширения через регенератор. При прохождении через охлажденную насадку регенератора температура и давление газа уменьшаются, соответственно от T_2 до T_3 и от p_2 до p_3 . При этом от газа отводится к насадке тепло q^- .
Температура газа

$$T_3 = T_e - dT_2$$

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА



- **III процесс:** Изотермический процесс расширения 3-4. Двигается только один детандерный поршень Б. Температура газа остается постоянной $T_3=T_4$. При этом объем газа увеличивается от V_3 до V_4 , а давление уменьшается от p_3 до p_4 . Совершается работа изотермического расширения:

$$l_0 = R \cdot T_e \ln \frac{p_3}{p_4} = R \cdot T_e \ln \frac{V_4}{V_3} = R \cdot T_e \ln \frac{V_1}{V_2}$$

- Одновременно к рабочему телу – газу от низкотемпературного источника с T_0 подводится тепло

$$q_0 = T_3(s_4 - s_3) = T_e(s_4 - s_3) = T_e(s_1 - s_2)$$

- Величина тепла q_e является холодопроизводительностью ГКМ.
- **IV процесс:** Изохорный процесс сжатия 4-1: с подводом тепла. Одновременно движутся оба поршня А и Б при сохранении между ними объема $V_4=V_1$. Газ проталкивается через регенератор, к которому подводится от насадки регенератора тепло $q^+ = q^-$. Насадка регенератора охлаждается, а газ нагревается от T_4 до T_1 , а давление газа при этом повышается от p_4 до p_1 . Параметры газа достигают своего первоначального состояния.
- Суммарная удельная работа, затрачиваемая в ГКМ, равна:

$$l_{\text{ц}} = l_c - l_e = R \cdot (T_c - T_e) \ln \frac{V_1}{V_2} = (T_c - T_e)(s_1 - s_2)$$

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА



- Удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = RT_e \ln \frac{V_1}{V_2} = T_e(s_1 - s_2).$$

- Холодильный коэффициент идеального цикла Стирлинга:

$$\varepsilon_{\text{ц}} = \frac{q_e}{l_{\text{ц}}} = \frac{T_e(s_1 - s_2)}{(T_c - T_e)(s_1 - s_2)} = \frac{T_e}{T_c - T_e}$$

- Термодинамический КПД:

$$\eta_{\text{T}} = \frac{\varepsilon_{\text{ц}}}{\varepsilon_{\text{ИД}}} = 1$$

- Эксергетический КПД:

$$\eta_e = \frac{q_e \cdot \tau_e}{-l_{\text{ц}}} = \frac{T_e(s_1 - s_2) \left(\frac{T_e - T_c}{T_e} \right)}{(T_c - T_e)(s_1 - s_2)} = 1$$

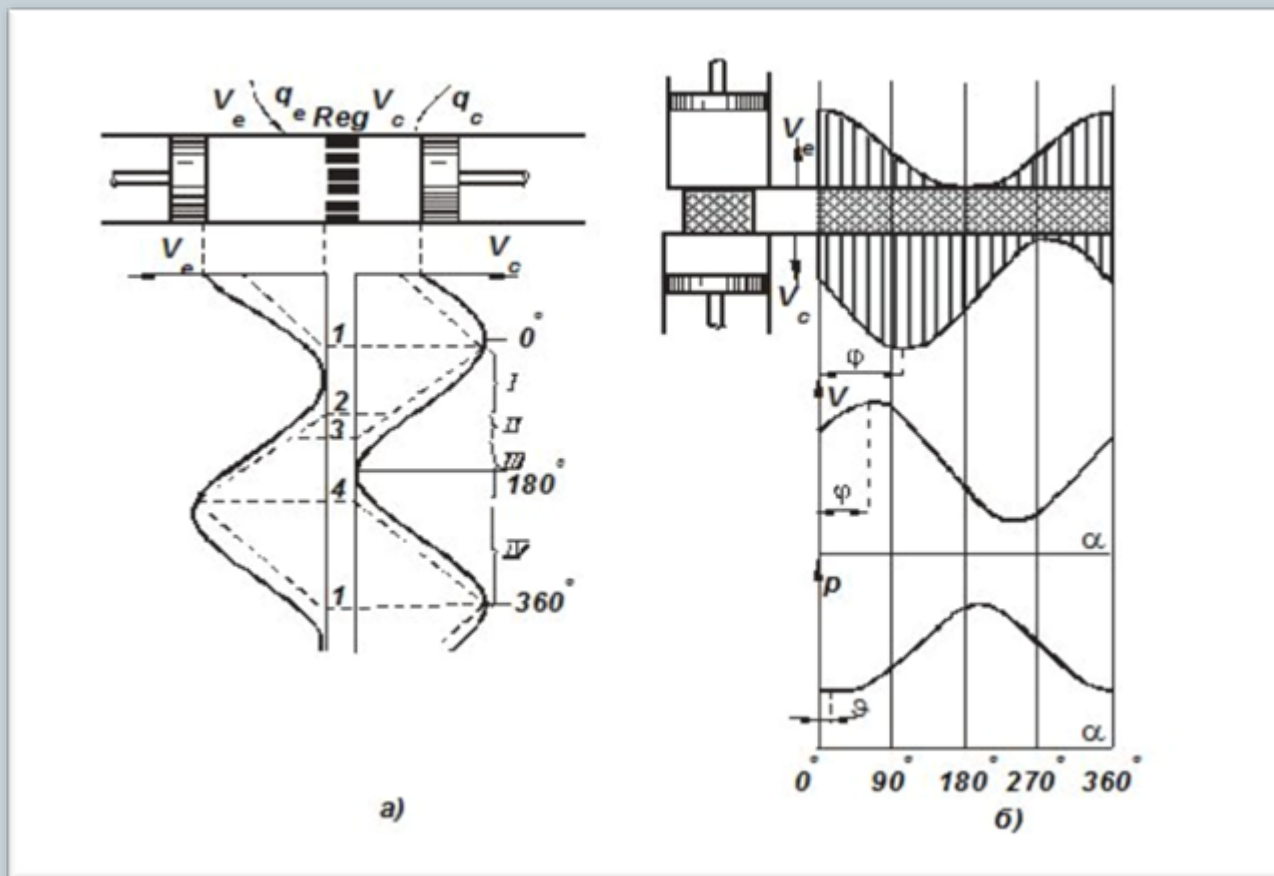
Лекция №8

ЦИКЛ СТИРЛИНГА С ГАРМОНИЧЕСКИМ ДВИЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ



- Практически осуществить цикл, состоящий из двух изотерм и изохор, не представляется возможным. В действительном цикле поршни совершают гармоническое движение. На следующем слайде на рисунке *а* показано изменение объемов V_c (полость сжатия) и V_e (полость расширения) в зависимости от угла поворота коленчатого вала и пунктирными линиями нанесены соответствующие изменения объемов в идеальном цикле, а цифрами I, II, III и IV обозначены отдельные процессы цикла, рассмотренные выше. Диаграммы перемещений поршней показывают, что прерывистое движение поршней может быть заменено гармоническим. Введение гармонического движения поршней в идеальной машине не вносит дополнительной необратимости, т. е. ее холодильный коэффициент остается равным холодильному коэффициенту Карно при неизменном условии изотермичности процессов сжатия и расширения и обратимости теплообмена в теплообменных аппаратах.
- Изменение объемов V_e и V_c , а также общего объема V и давления в машине p в зависимости от угла поворота кривошипного вала α показано на следующем слайде на рисунке *б*. Углы поворота вала φ , ψ , и Θ показывают величину опережения максимального объема V_e по отношению к максимальному объему V_c , максимальному общему объему V и минимальному давлению p соответственно. Для получения холода обязательно опережение объема полости расширения по отношению к объему полости сжатия.

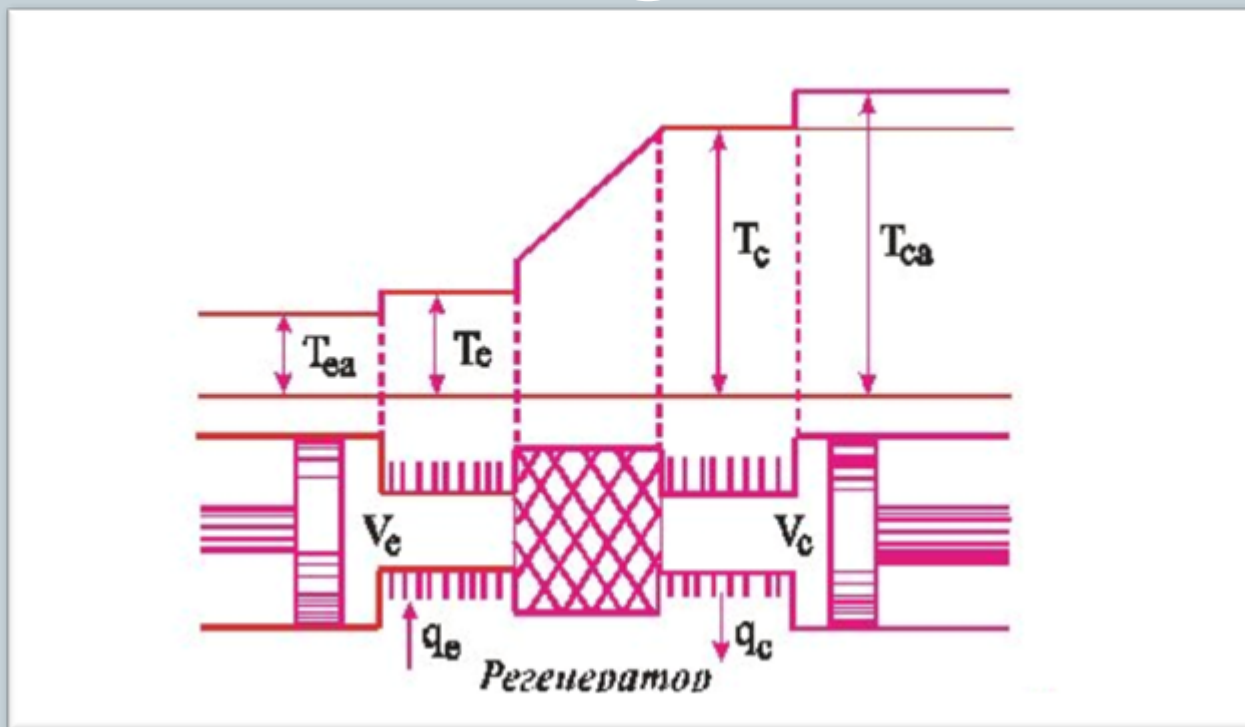
ИЗМЕНЕНИЕ ОБЪЕМА V И ДАВЛЕНИЯ P В ЦИКЛЕ ГКМ С ГАРМОНИЧЕСКИМ ДВИЖЕНИЕМ ПОРШНЕЙ



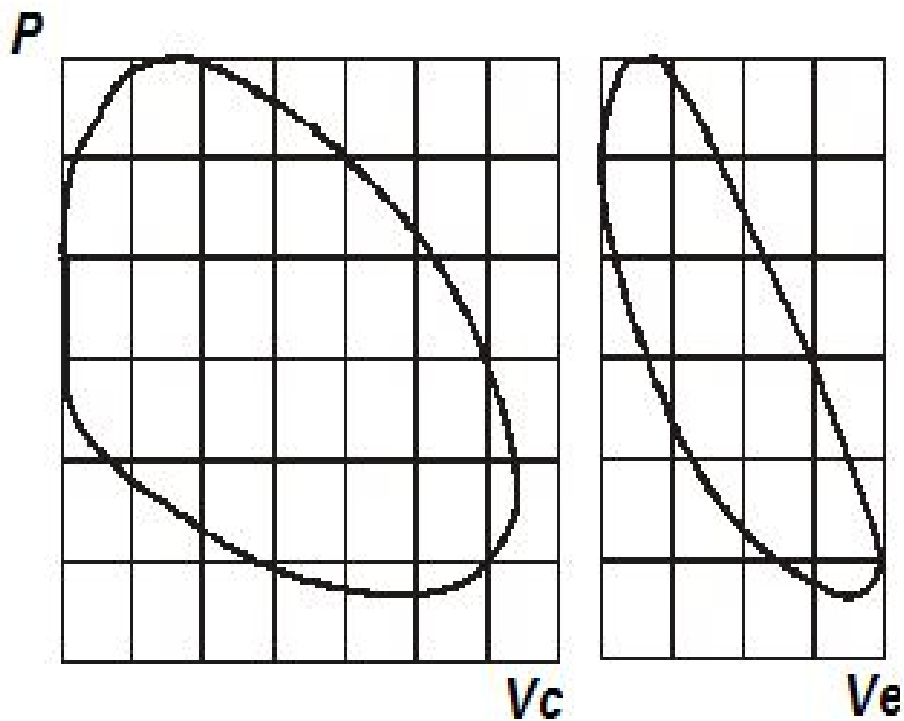


- Помимо указанного отклонения действительного цикла от идеального имеется еще ряд других отклонений, в результате чего холодопроизводительность действительного цикла уменьшается, а потребная мощность увеличивается.
- В действительном цикле имеются тепловые потери, процессы сжатия и расширения происходят не по изотерме, средняя температура газа при сжатии выше, чем температура охлаждающей воды, а средняя температура газа при расширении ниже T_c . Отсюда машина в действительном цикле должна работать с большим перепадом температур, чем в идеальном. Изменение температуры в различных частях холодильной машины показано на следующем слайде. Слева и справа от регенераторов расположены теплообменники. Стрелка показывает направление тепловых потоков. Характер индикаторных диаграмм полости сжатия $p-V_c$ и полости расширения $p-V_e$ при гармоническом движении поршней показан далее. Индикаторные диаграммы построены без учета мертвых объемов для идеализированной машины.

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В РАЗЛИЧНЫХ ЧАСТЯХ ГАЗОВОЙ МАШИНЫ ФИЛИПСА



ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ ПОЛОСТИ СЖАТИЯ И ПОЛОСТИ РАСШИРЕНИЯ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ДВИЖЕНИИ ПОРШНЕЙ

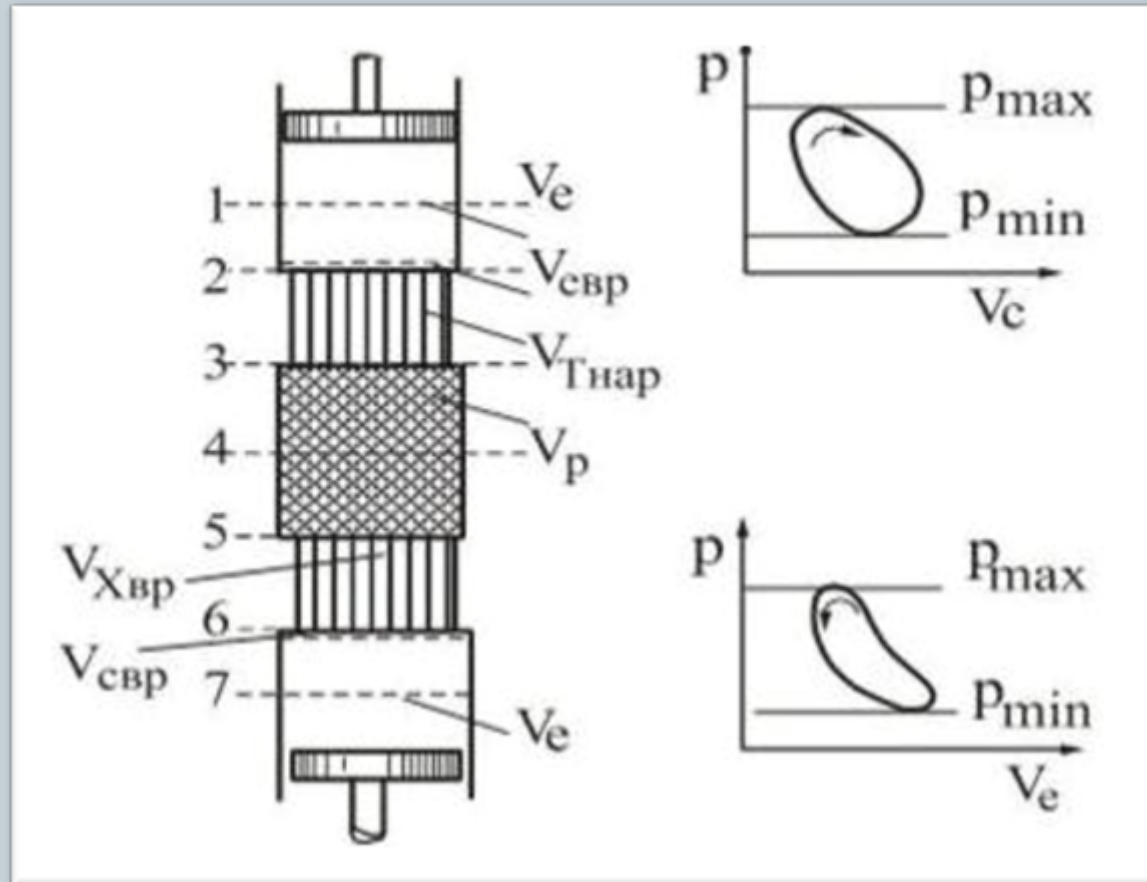


ТЕОРИЯ ШМИДТА



- Идеальный цикл Стирлинга при гармоническом движении поршней детально исследован Шмидтом. Классическая стройность и простота метода Шмидта обусловили его широкое применение в качестве предварительного расчета КГМ и базы для дальнейших уточнений. Идеальный цикл Стирлинга при гармоническом движении поршней представлен на следующем слайде.
- Теоретическая расчетная модель цикла при гармоническом движении поршней и обратимом характере всех процессов представлена далее при следующих допущениях:
 - 1. Рабочее тело – идеальный газ.
 - 2. Процессы сжатия и расширения – изотермические.
 - 3. Гидравлические сопротивления теплообменных аппаратов равны нулю.
 - 4. Отсутствуют утечки и перетечки газа.
 - 5. Отсутствуют теплопритоки из окружающей среды

ИДЕАЛЬНЫЙ ЦИКЛ СТИРЛИНГА ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ДВИЖЕНИИ ПОРШНЕЙ





- Пусть угол поворота кривошипа α отсчитывается от верхней мертвой точки детандерного поршня. Тогда изменяющиеся объемы полостей расширения и сжатия (без учета конечной длины шатуна) определяются из следующих выражений:

$$V_e = 1/2 V_0 (1 - \cos \alpha);$$

$$V_c = 1/2 V_c^{\max} [1 - \cos(\alpha - \beta)]$$

где $V_0 = V_e^{\max}$ – объем, описываемый детандерным поршнем; V_c^{\max} – объем, описываемый компрессорным поршнем; β – конструктивный угол между осями цилиндров либо между коленами кривошипов.

- Давление во всех пространствах машины при отсутствии гидравлических потерь, очевидно, имеет одно и то же значение, которое циклически изменяется при изменении угла α и определяется как

$$p = \frac{p^{\max} (1 - \delta)}{1 - \delta \cdot [\cos(\alpha - \Theta)]}$$

где $\delta = (\tau^2 + 2\tau \cdot W \cdot \cos \varphi + W^2)^{1/2} / (\tau + W + 2S)$ – безразмерный параметр;

$\tau = \frac{T_c}{T_e}$ – отношение температур окружающей среды и холодного источника;

$S = \frac{T_c}{V_0} \sum \frac{V_i^s}{T_i^s}$ – суммарный приведенный мертвый объем; V_i^s и T_i^s – абсолютная величина соответствующего мертвого объема и его температура; W – отношение максимальных изменяющихся объемов полостей сжатия и расширения.



- В общем случае при определении W следует учитывать, что переменный объем полости сжатия часто имеет минимальное значение V_c^{\min} , обусловленное конструктивной схемой машин, тогда

$$W = \frac{V_c^{\max} - V_c^{\min}}{V_e^{\max}}$$

- Объем V_c^{\min} при расчете машины должен включаться мертвый объем полости сжатия. Для всех схем машин $V_e^{\min} = 0$
- Угол фазового сдвига φ определяется в зависимости от конструктивной схемы машины. Для схемы с двумя рабочими поршнями $\varphi = \beta$.
- Угол θ определяется по формуле

$$\Theta = \arctg \left(\frac{W \cdot \sin \varphi}{\tau + W \cdot \cos \varphi} \right)$$

- Степень сжатия газа по теории определяется как

$$\sigma = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + \delta}{1 - \delta}$$

где p_{\max} и p_{\min} - соответственно максимальное и минимальное давление в цикле.

- Среднее давление в цикле

$$\bar{p} = p_{\max} \sqrt{\frac{(1 - \delta)}{(1 + \delta)}}$$



- Холодопроизводительность машины

$$Q_e = \pi \cdot n \cdot \bar{p} \cdot V_0 \cdot \delta \cdot \sin \Theta / (1 + \sqrt{1 - \delta^2})$$

где n – частота вращения вала, с^{-1}

- Поскольку цикл идеальный, то количество тепла в холодильнике и потребляемая мощность определяются как

$$Q_c = \tau \cdot Q_e$$

$$N = Q_c - Q_e = (\tau - 1)Q_e$$

- Наиболее распространенные значения параметров в ГКМ:

$$\delta = 0,3 - 0,4; \sigma = 2 - 2,5; \bar{p} = 2 - 2,5 \text{ МПа}; \varphi = 70 - 100^\circ; \underline{n} = 1000 - 1500 \text{ мин}^{-1}; \\ W \approx \tau \cdot Q_e$$

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

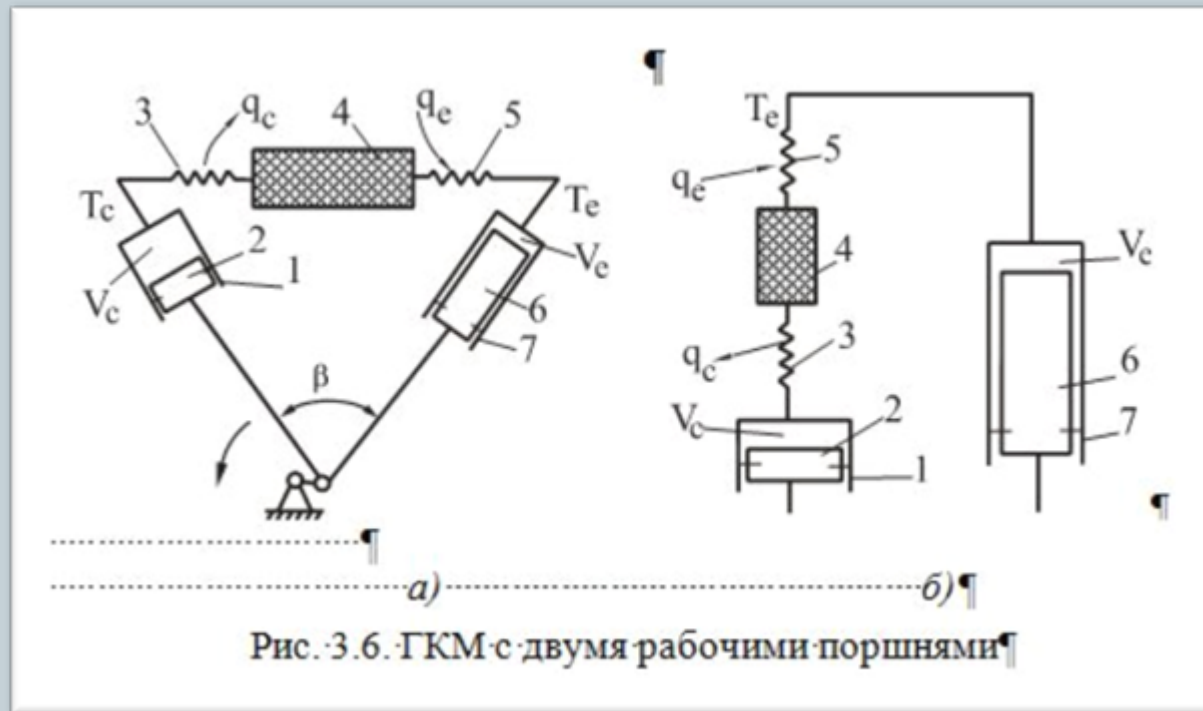
ГКМ С ДВУМЯ РАБОЧИМИ ПОРШНЯМИ



Машина этого типа состоит из двух поршневых узлов. Под рабочим подразумевается поршень, нагруженный силами давления газа. Один из них включает цилиндр 1, поршень 2, холодильник 3 для отвода теплоты в окружающую среду и регенератор 4. Этот узел выполняет роль компрессора. Другой узел, состоящий из цилиндра 7, поршня 6, теплообменника 5 для подвода теплоты от охлаждаемого объекта, выполняет роль детандера. Цилиндры 1 и 7 располагают вертикально (рисунок б), или под углом 90° (рисунок а). В схеме а оба поршня приводятся от одной шейки коленчатого вала. Сдвиг фаз между перемещениями компрессорного и детандерного поршней обеспечивается за счет конструктивного угла β между осями цилиндров. В схеме б сдвиг фаз обеспечивается углом β между коленами кривошипов этих поршней. Достоинство схемы – ее простота. Недостатки – повышение требований к поршневому уплотнению детандера, которое работает при большом перепаде давлений между картером и рабочей полостью и тем, что процесс передачи работы расширения из детандерной полости в компрессорную сопровождается преобразованием поступательного движения во вращательное и обратно. Значительная часть работы теряется на преодоление сил трения в механизме движения.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ДВУМЯ РАБОЧИМИ ПОРШНЯМИ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

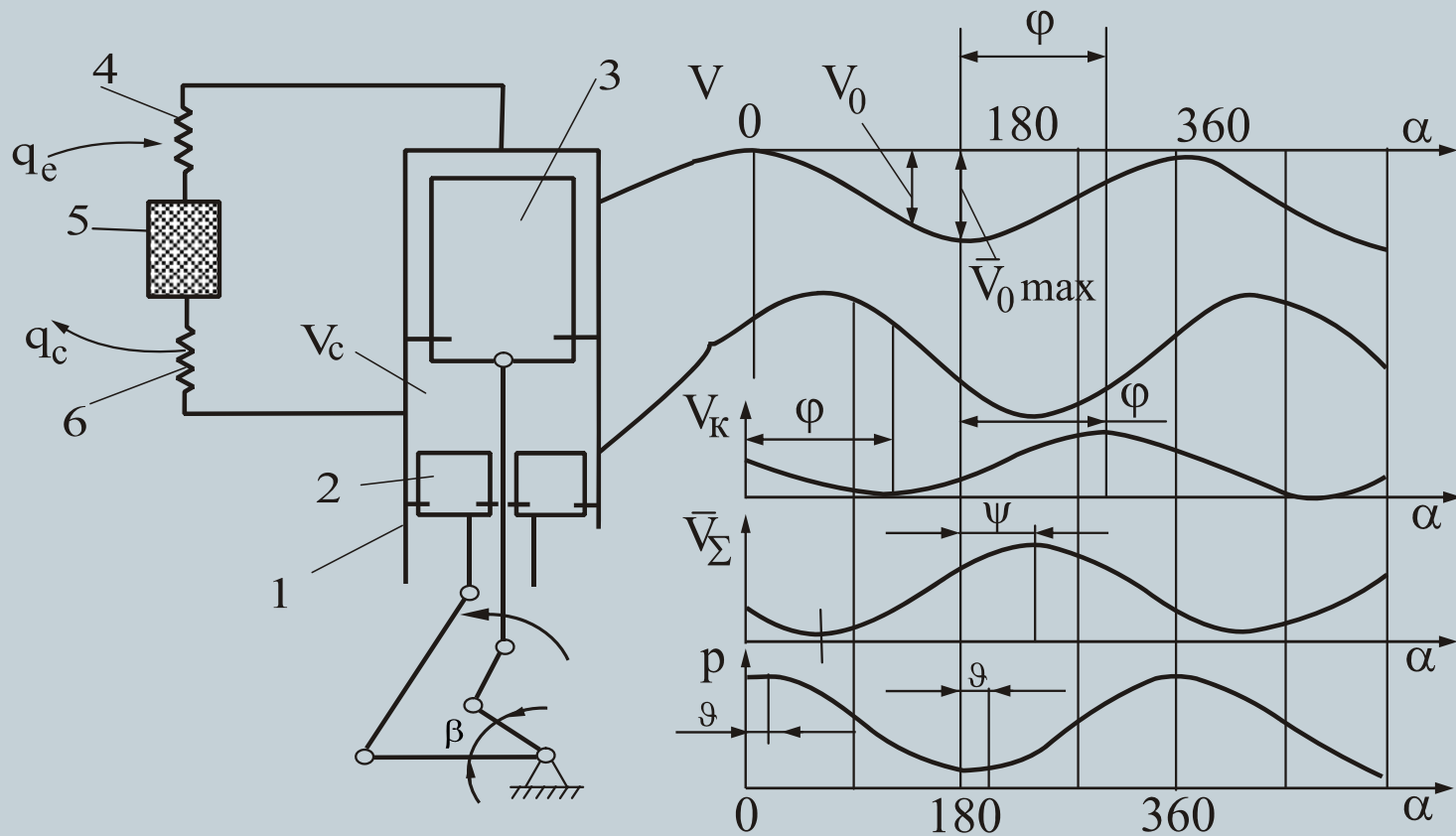
ГКМ С ОДНИМ РАБОЧИМ ПОРШНЕМ И ВЫТЕСНИТЕЛЕМ



- На следующем слайде приведена схема машины, предложенная Стирлингом. В цилиндре 1 движутся поршень 2 и вытеснитель 3. Газ переталкивается из холодной полости в теплую и обратно через теплообменник нагрузки 4, регенератор 5 и холодильник 6. В последнем аппарате теплота отводится из цикла в окружающую среду. В теплообменнике нагрузки 4 теплота подводится в цикл от охлаждаемого объекта. Из всех возможных схем рассматриваемая наиболее совершенна. Схема предложена Стирлингом, в связи с этим ее правильнее называть машиной Стирлинга, а не машиной, работающей по обратному циклу Стирлинга. Следует заметить, что цикл Стирлинга не может быть реализован ни в одной из известных машин.
- В этой схеме давление изменяется в основном в результате движения компрессорного поршня 2. Детандерный поршень 3 лишь перемещает газ из теплой полости в холодную и обратно. Поэтому его называют вытеснителем. Уплотнение вытеснителя работает в условиях небольшого перепада давлений, вызванного лишь гидравлическим сопротивлением блока теплообменных аппаратов (холодильника, регенератора, теплообменника нагрузки). Величина последнего не превышает 0,1–0,15 МПа, благодаря чему удастся существенно снизить перетечки газа между теплой и холодной полостями машин.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ОДНИМ РАБОЧИМ ПОРШНЕМ И ВЫТЕСНИТЕЛЕМ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ОДНИМ РАБОЧИМ ПОРШНЕМ И ВЫТЕСНИТЕЛЕМ



- Спецификой машины является то, что объем цилиндра между поршнем и вытеснителем объединяет компрессорную полость вытеснительного узла с рабочей полостью поршневого узла. Благодаря этому удалось повысить среднеиндикаторное давление в цикле. Анализируемая схема позволяет получить машину с наименьшими размерами и массой, снизить величину мертвых объемов рабочих полостей. Недостаток схемы состоит в том, что ее реализация сопряжена с изготовлением сложной конструкции механизма движения. Трудности возникают в связи с уплотнением штока, проходящего через поршень, организацией на поршне направляющих для восприятия боковых усилий в механизме движения вытеснителя, различием ходов поршня и вытеснителя.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРОМ



- На следующем слайде представлена схема ГКм с дифференциальным цилиндром. Для этой схемы объем полости сжатия изменяется по более сложному закону, чем в схеме с двумя рабочими поршнями, появляется дополнительный мертвый объем, соотношение W и угол фазового сдвига φ определяются по выражениям:

$$W = \sqrt{Z^2 \mu^2 - 2Z\mu \cdot \cos\beta} + 1;$$

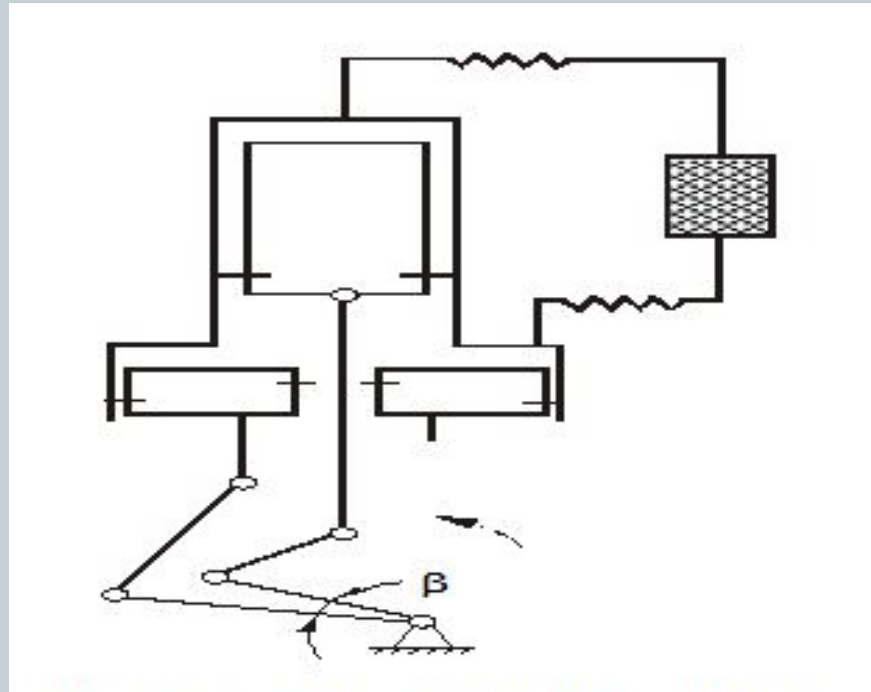
$$\varphi = \arctg \frac{Z \cdot \sin\beta}{Z \cdot \cos\beta - 1};$$

$$V_c^{\min} = \frac{1}{2} V_0 \cdot Z \cdot \left(\left[1 - \left(\frac{D_B}{D_K} \right)^2 \right] \cdot \frac{1 - (Z - \cos\beta)}{\sqrt{Z^2 - 2Z \cdot \cos\beta} + 1} \right)$$

- Схема машины с дифференциальным цилиндром впервые применена в отечественных машинах. Такое решение позволило увеличить отношение максимальных объемов компрессорной и расширительной полостей без увеличения хода поршня. В сравнении с предыдущей схемой увеличен срок службы поршневых уплотнений, открыта возможность для улучшения конструкции механизма движения. Однако в этой схеме минимальный объем компрессорной полости не может быть равен нулю, поэтому переход к дифференциальному цилиндру сопряжен со снижением среднеиндикаторного давления в цикле и с соответствующим ростом относительных потерь холодопроизводительности.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ЦИЛИНДРОМ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ ДВУХРЯДНАЯ С ВЫТЕСНИТЕЛЕМ



- Для этой схемы параметр W , угол фазового сдвига φ и определяются по следующим зависимостям:

$$\varphi = \arctg \frac{Z \cdot \sin\beta}{Z \cdot \cos\beta - 1}$$

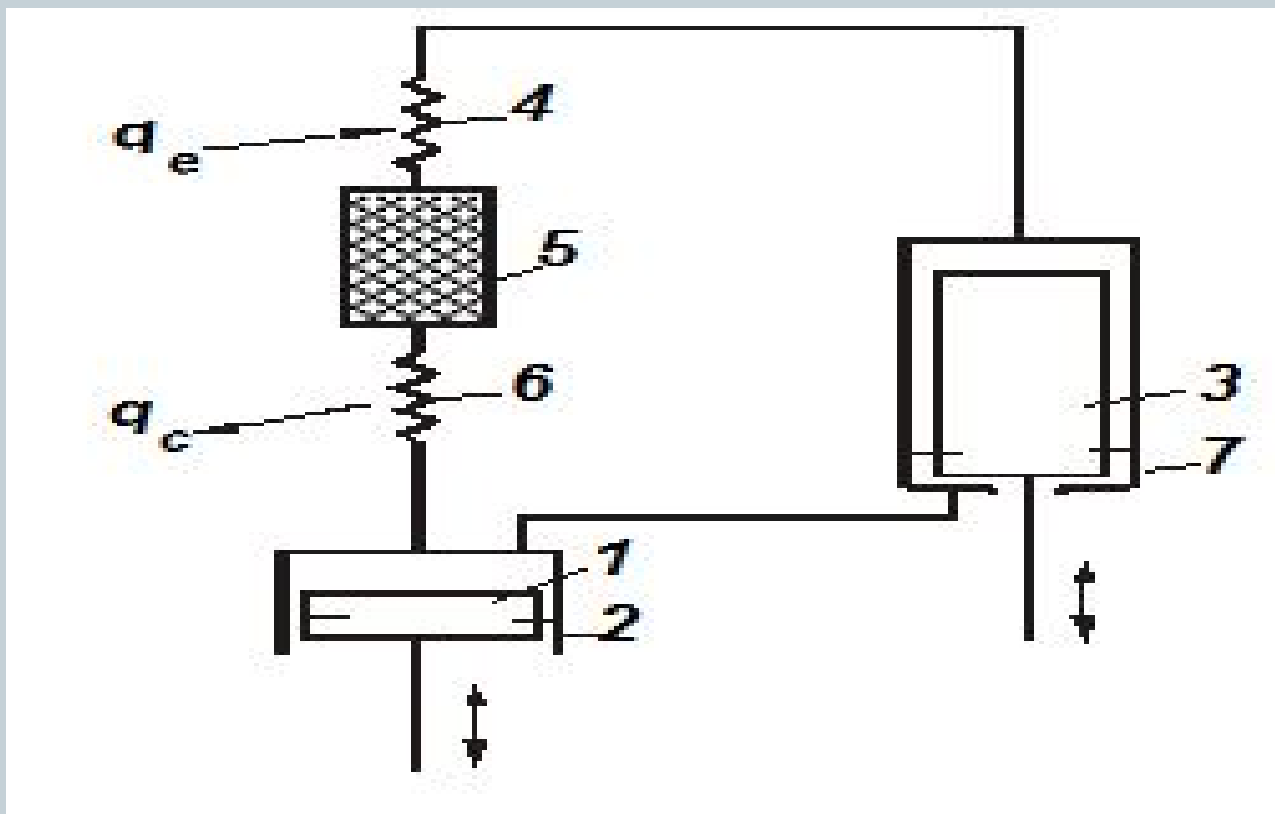
$$W = \sqrt{Z^2 - 2Z \cdot \mu \cdot \cos\beta + \mu^2}$$

$$V_c^{\min} = 0,5V_0(\mu + ZW)$$

Данную схему чаще используют в микрокриогенной технике. При использовании этой схемы упрощается механизм движения, устраняется сложное уплотнение штока в теле компрессора поршня, поскольку вытеснитель располагают внутри отдельного цилиндра 7. Шток вытеснителя связан с крейцкопфом, который передает боковое усилие на стенки картера. Упрощены конструкция и технология изготовления вала, шатунов и сальников. Компрессорная полость вытеснительного узла связана трубопроводом с рабочей полостью поршневого узла, выполняющего роль компрессора. Минимальный суммарный объем компрессорной полости больше, чем в рассмотренных выше схемах. Вследствие этого снижается среднеиндикаторное давление и увеличиваются относительные потери холодопроизводительности.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ ДВУХРЯДНАЯ С ВЫТЕСНИТЕЛЕМ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

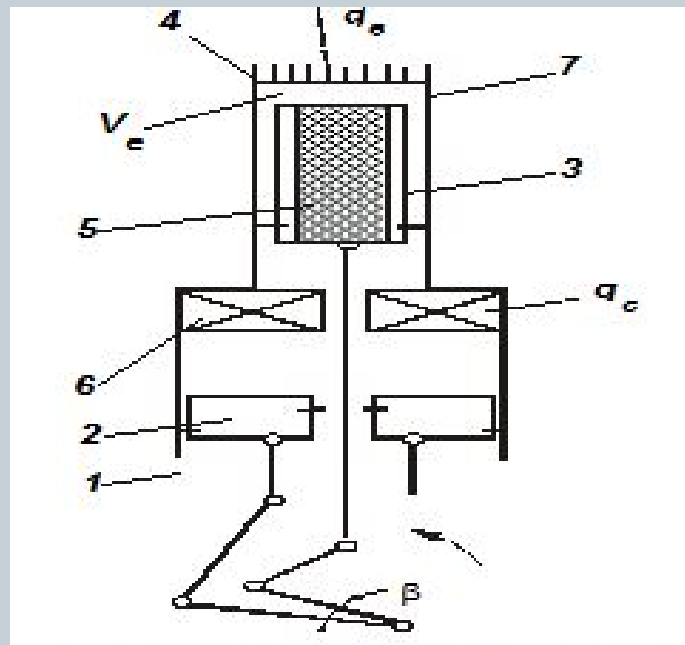
ГКМ С РЕГЕНЕРАТОРОМ, ВСТРОЕННЫМ В ВЫТЕСНИТЕЛЬ



- Применение данной схемы позволяет уменьшить поперечные размеры машины, снизить теплопритоки к холодной полости, упростить конструкцию машины. Регенератор 5 расположен внутри вытеснителя 3, а роль теплообменника нагрузки 4 для отвода теплоты от охлаждаемого объекта выполняют стенки холодной части цилиндра 7. Газ из цилиндра 1 выталкивается поршнем 2 в холодильник 6, где отдает теплоту в окружающую среду. Далее через компрессорную полость вытеснительного узла и регенератор 5 газ поступает в холодную полость. При наполнении цилиндра 1 газ движется через указанные аппараты в обратном направлении. В результате теплота сжатия газа в компрессорной полости вытеснительного узла передается сначала насадке регенератора, а затем, при обратном движении газа, выносится в холодильник 6. Это приводит к повышению температуры на теплом конце регенератора и соответствующему увеличению потерь.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С РЕГЕНЕРАТОРОМ, ВСТРОЕННЫМ В ВЫТЕСНИТЕЛЬ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ

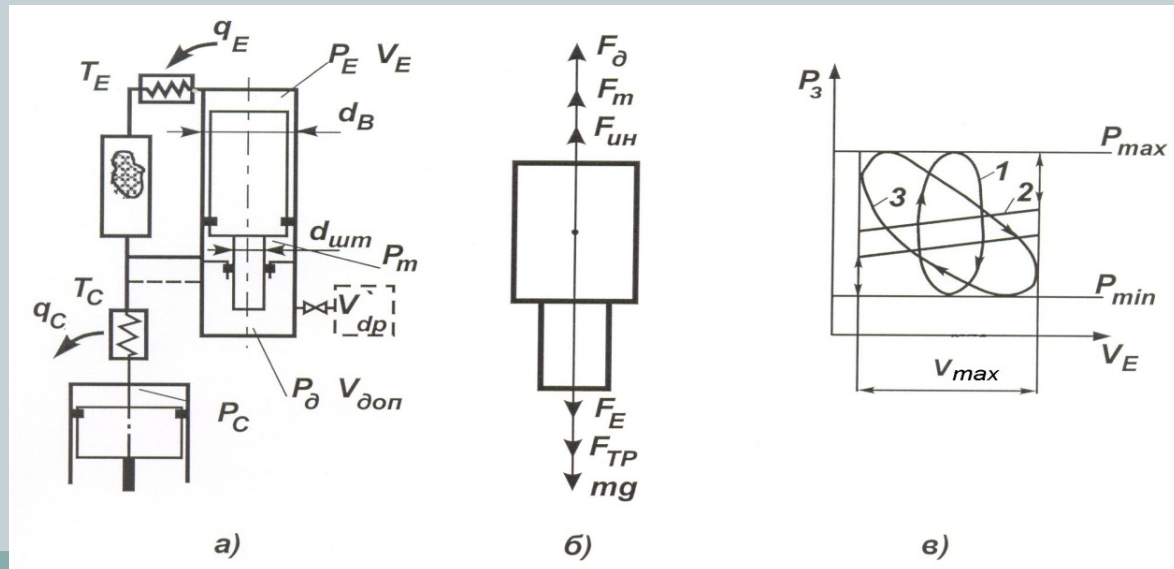


- В рассмотренных конструкциях ГКМ диаметр штока вытеснителя мал. Его выбирают из условия обеспечения заданной прочности. По этой причине мала и работа, возвращаемая через шток и кривошип на вал привода ГКМ. При увеличении относительной площади сечения штока большая часть работы полости расширения передается кривошипу. При $\mu^* = 0,1 - 0,3$ работа оказывается достаточной для компенсации работы сил, препятствующих перемещению вытеснителя. В этом случае кинематическая связь вытеснителя с кривошипом может быть разорвана и образована ГКМ со свободным вытеснителем, так называемая сплит-ГКМ, в которой узлы сжатия и расширения соединены газовой трубкой.
- Основными преимуществами машин являются их простота и, следовательно, низкая стоимость; свободный вытеснитель теоретически не испытывает радиальных нагрузок, что создает благоприятные условия для работы уплотнений и увеличения ресурса работы ГКМ; отсутствие жесткой связи компрессорного узла с узлом расширения позволяет уменьшить уровень вибраций, передаваемых на объект криостатирования, удалять узел расширения от компрессора, улучшить условия стыковки с охлаждаемым объектом. Поскольку эти преимущества достигаются за счет увеличения «мертвого» объема и гидравлического сопротивления, для машин со свободными вытеснителями характерно некоторое снижение термодинамической эффективности в сравнении с традиционными конструкциями.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ

- На рисунке представлена ГКМ со свободным вытеснителем. Шток входит в дополнительную замкнутую полость, давление в которой отличается от среднего на величину, зависящую от перемещения штока. Давление в дополнительной полости близко к среднему давлению цикла благодаря капилляру (рис. а). Роль капилляра может выполнять щелевой зазор (уплотнение) по штоку. Шток выполняет роль поршня, который при опускании сжимает газ в дополнительной полости, являющейся, по существу, своеобразным газовым аккумулятором. При движении в обратном направлении газ в дополнительной полости расширяется и работа возвращается вытеснителю.



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ



- Поскольку давление в рабочих полостях периодически изменяется от минимального до максимального, на вытеснитель со штоком действует знакопеременная разность давлений, создающая вынуждающую силу, вызывающую его перемещение. На вытеснитель сверху действует сила $F_E = p_E \cdot S_B$, где p_E – давление газа в полости V_E ; S_B – площадь сечения вытеснителя.

- Снизу на вытеснитель действуют силы

$$F_{\partial} = p_{\partial} \cdot S_{шт}$$

$$F_m = p_m (S_B - S_{шт})$$

- где p_{∂} – давление газа в дополнительной полости; $S_{шт}$ – площадь сечения штока; p_m – давление газа под вытеснителем. Тогда, если $F_{\partial} + F_m = F_E$, то вытеснитель поднимается вверх. При $F_E > F_{\partial} + F_m$ вытеснитель опускается вниз.
- В процессе движения кроме вынуждающей силы на вытеснитель действуют силы инерции, трения, гидравлического сопротивления и тяжести (рис. б).
- Влияние сил гидравлического сопротивления Δp сказывается на величине давлений газа сверху и снизу вытеснителя в зависимости от давления газа p_c в компрессорной полости и направления движения поршня компрессора.
- При движении поршня компрессора вверх

$$p_m = p_c - \Delta p_{хол}; \quad p_E = p_c - \Delta p_{хол} - \Delta p_{рег} - \Delta p_{т.н.}$$

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ



- где $\Delta p_{\text{хол}}$, $\Delta p_{\text{рег}}$, $\Delta p_{\text{т.н}}$ гидравлическое сопротивление соответственно холодильника, регенератора и теплообменника нагрузки, т.е. ; при движении поршня вниз

$$p_m = p_c + \Delta p_{\text{хол}}; \quad p_E = p_c + \Delta p_{\text{хол}} + \Delta p_{\text{рег}} + \Delta p_{\text{т.н}}$$

в этом случае

$$p_m > p_c \quad \text{и} \quad p_E > p_c$$

на величину гидравлических сопротивлений соответствующих аппаратов.

- Кроме этого в зависимости от движения вытеснителя меняются направления действия сил инерции и трения.
- Рассмотрим принцип работы машины. Пусть поршень компрессора находится в нижней мертвой точке. Давление в полостях машины минимальное, ниже среднего. Тогда $F_{\partial} + F_m > F_E$ (т.к. в дополнительной полости давление $p_{\partial} \approx p_c$) и вытеснитель находится в верхней мертвой точке.
- При движении поршня вверх давление в машине повышается и при достижении величины, больше среднего давления, сила, действующая на вытеснитель, меняет направление ($F_E > F_{\partial} + F_m$), вытеснитель начинает опускаться вниз. Одновременно при этом газ переталкивается из теплого объема в холодный, отводится тепло сжатия в холодильнике, происходит охлаждение газа в регенераторе до T_E .
- Когда поршень компрессора достигает верхней мертвой точки, вытеснитель находится в нижней мертвой точке, весь газ заполняет холодный объем V_e .

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ



- При движении поршня компрессора вниз давление в машине падает, происходит расширение газа, температура его понижается ниже T_e . Газ покидает холодный объем V_e , к нему подводится в теплообменнике нагрузки тепло от охлаждаемого объекта, поступает в регенератор, нагревается и охлаждает насадку. Работа расширения через поршень компрессора отводится в окружающую среду.
- Когда давление в машине станет ниже среднего, $F_D + F_m$ будут больше F_e и вытеснитель начинает подниматься вверх, переталкивая газ из холодного объема в теплый. Эта порция газа продолжает отводить тепло от охлаждаемого объекта и нагреваться в регенераторе.
- Цикл завершается при положении поршня компрессора в нижней мертвой точке, а вытеснителя в верхней. Затем процессы повторяются.
- При малой площади поперечного сечения штока запасенной энергии не хватает для обеспечения полного перемещения вытеснителя (рис. в, кривая 1). Последний колеблется около своего среднего положения. При завышенном диаметре штока он ударяется о торцы цилиндра (кривая 2); часть энергии теряется на удары, значительная часть изменения давления происходит при неподвижном вытеснителе. Такой режим недопустим из-за повышенного уровня вибраций и короткого срока службы машины. Для практики наиболее интересен вариант, соответствующий кривой 3: машина работает без ударов при полном ходе вытеснителя. Оптимальные размеры штока определяются индивидуальными характеристиками вытеснителя и параметрами цикла.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ СО СВОБОДНЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ



- Для повышения эффективности работы ГКМ можно воздействовать и на закон изменения давления газа в дополнительной полости, т. е. на характеристику аккумулятора энергии. Для этого регулируют объем дополнительной полости и устанавливают перепускные магистрали. Так, на рис. а, штриховой линией показана капиллярная трубка, по которой перепускается газ из полости сжатия в дополнительную полость и обратно. Благодаря перепуску удастся замедлить движение вытеснителя вблизи мертвых точек, т. е. удастся увеличить полноту индикаторной диаграммы полости расширения. Одновременно становятся более благоприятными условия работы в период пуска машины.
- Для тех же целей делят дополнительную полость на две части, сообщающиеся между собой через дюзу или регулируемый дроссель (рис. а). Перепуск газа сопряжен с потерей части работы, так как для проталкивания газа через перепускную магистраль или дроссель необходимо подводить в дополнительную полость работу. Количество перепускаемого газа рационально увеличивать до тех пор, пока отрицательные последствия перепуска компенсируются сокращением потерь холодопроизводительности. Но главным преимуществом машин с перепуском является широкий диапазон изменения параметров, в котором возможна работа ГКМ без ударов вытеснителя в мертвых точках.

Лекция №9

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА



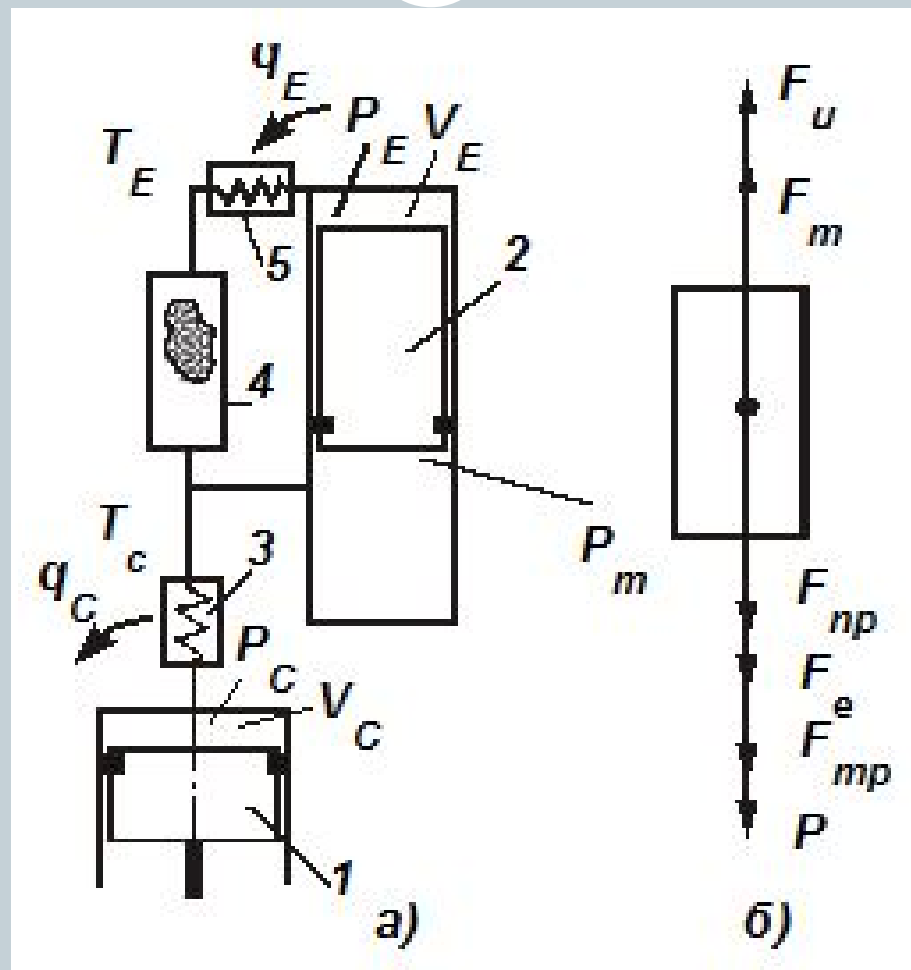
- Перемещение вытеснителя в цилиндре может быть обеспечено за счет разности давлений между рабочими полостями, вызванной гидравлическим сопротивлением блока теплообменных аппаратов. Рассмотрим принцип действия машины, предложенной В. Гиффордом.
- При подъеме компрессорного поршня 1 растет давление во всем рабочем объеме, газ течет из полости сжатия через теплообменные аппараты в холодную полость. Из-за гидравлического сопротивления холодильника 3, регенератора 4 и теплообменника нагрузки 5 возникает перепад давлений на торцах вытеснителя 2. Это вызывает вынуждающую силу, направленную вверх:

$$F_{\text{вын}} = F_m - F_E = p_m S_B - p_E S_B$$

- Вытеснитель движется вверх, возникающая сила компенсирует силу трения и увеличивает кинетическую энергию вытеснителя. В конце пути вытеснитель взаимодействует с пружиной. Кинетическая энергия вытеснителя преобразуется в потенциальную энергию пружины. Вытеснитель достигает верхней мертвой точки, когда поршень компрессора находится в среднем положении своего хода, т.к. в этот момент скорость поршня компрессора максимальна, расход газа максимальный, гидравлическое сопротивление, а, следовательно, и вынуждающая сила достигают наибольшего значения. Произошло сжатие газа.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА



- Далее под действием пружины вытеснитель начинает опускаться. На начальном участке сила от перепада давлений препятствует движению вытеснителя до тех пор, пока компрессорный поршень поднимается. В этом процессе газ переталкивается из компрессорной полости в холодную, отдает тепло сжатия в холодильнике 3, охлаждается в регенераторе до температуры T_E . Вытеснитель перемещается в среднее положение. При смене направления движения поршня компрессора газ начинает перетекать через теплообменные аппараты из холодной полости в компрессорную. Сила от перепада давлений меняет знак, теперь $F_E > F_m$. С этого момента она ускоряет движение вытеснителя, т.е. увеличивает его кинетическую энергию. У нижней мертвой точки происходят преобразования энергии, аналогичные описанным. Нижней мертвой точки вытеснитель достигает также при среднем положении поршня компрессора. В этом процессе происходит расширение газа и понижение температуры его ниже T_E , частичное вытекание его из холодной полости и отвод тепла от охлаждаемого объекта в теплообменнике нагрузки 5, нагрев его в регенераторе.
- При дальнейшем движении поршня компрессора вниз вытеснитель за счет сил упругости начинает подниматься вверх, достигая среднего положения при положении поршня компрессора в нижней мертвой точке. Происходит дальнейшее расширение газа, понижение его температуры, переталкивание его из холодной полости в компрессорную, отвод тепла полезной нагрузки. Цикл завершается.
- Главным недостатком анализируемой машины является то, что в ней сложно обеспечить оптимальный сдвиг фаз между законами изменения объемов холодной и компрессорной полостей. Сдвиг фаз определяется давлением машины, гидравлическим сопротивлением теплообменных аппаратов, жесткостью пружины, весом вытеснителя, которые закладываются при разработке машины. При эксплуатации невозможно обеспечить регулирование какого-либо параметра. Малый сдвиг фаз – основная причина низкого КПД этих машин.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ГАЗОВЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ

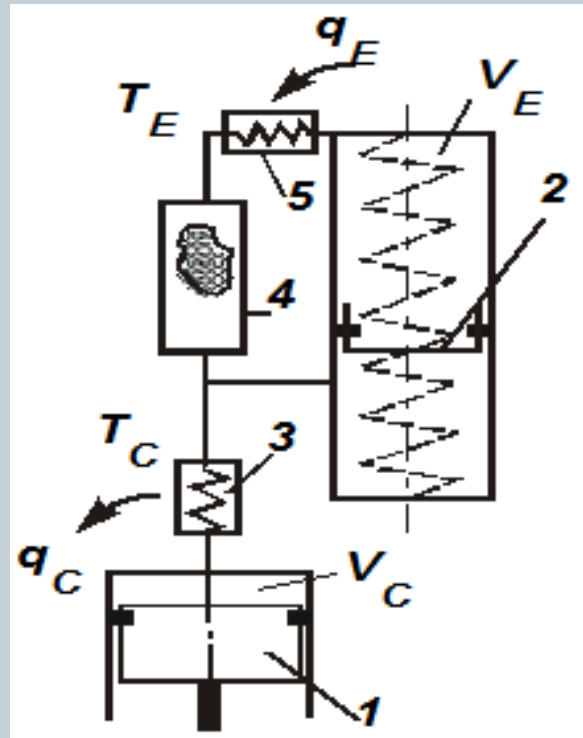


Схема с подпружиненным стаканом

- В ОмПИ под руководством Г. А. Гороховского был предложен и исследован ряд конструкций машин для МКС со свободными вытеснителями – поршнями. Так, например, была исследована машина, в которой для разделения теплой и холодной полостей расширительного узла использован тонкостенный стакан 2, постоянно связанный с пружиной. Роль вытеснителя здесь выполняет стакан с прилегающим к нему сверху столбом газа.
- Стакан и его уплотнения находятся в области с нормальной температурой. Температура газового столба плавно меняется от нормальной до ее значения в холодной зоне. В рассматриваемой машине предельно уменьшена масса вытеснителя. В теоретическом случае можно пренебрегать ее влиянием на рабочий процесс.
- Возникающий на торце стакана перепад давлений создает силу, также обусловленную гидравлическим сопротивлением холодильника 3, регенератор 4, теплообменник нагрузки 5, непосредственно действующую на пружину. В среднем положении компрессорный поршень имеет наибольшую скорость – перепад давлений максимальный, стакан отжат в крайних положениях. Когда поршень находится в мертвых точках, скорость газа в аппаратах и перепад давлений близки к нулю, пружина возвращает стакан в среднее положение. Таким образом, создается сдвиг по фазе примерно на одну четверть полного периода. Изменение давления в машине обеспечивает поршень компрессора 1.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ГАЗОВЫМИ ВЫТЕСНИТЕЛЯМИ



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА

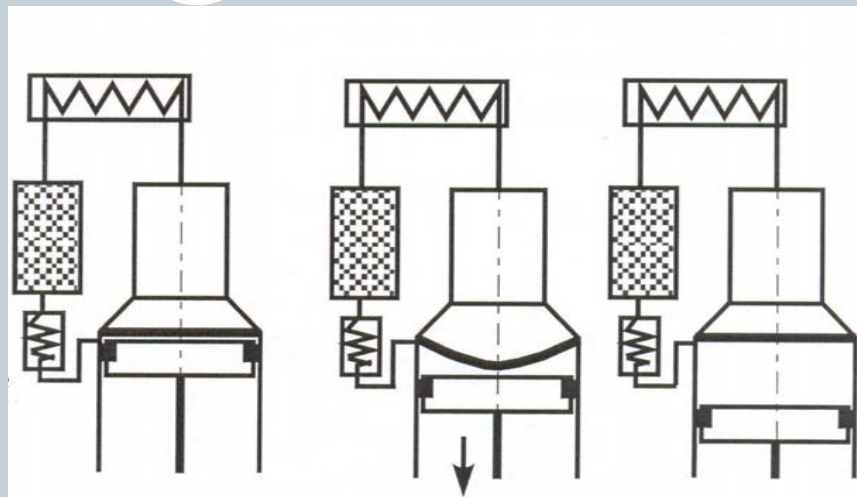
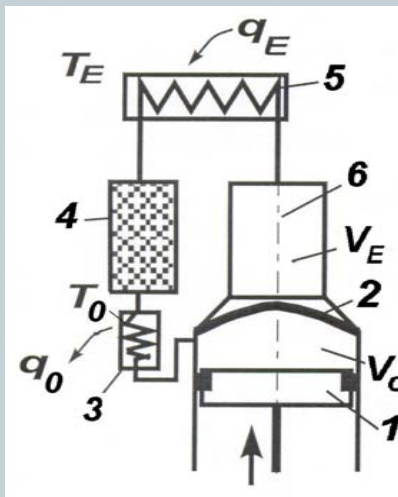


ГКМ с упругой перегородкой

- В результате дальнейшего совершенствования конструкций ГКМ была разработана машина с упругой мембраной, одновременно выполняющей роль и стакана, и пружины. При подъеме компрессорного поршня 1 давление повышается во всех объемах машины.
- Газ из полости сжатия перетекает через холо-дильник 3, регенератор 4 и теплообменник нагрузки 5 в полость рас-ширения 6. Под действием перепада давлений между рабочими полостями, еще раз из-за гидравлического сопротивления теплообменных аппаратов, мембрана 2 прогибается вверх (рис. а) до максимального значения, при положении поршня в среднем положении. К концу сжатия мембрана за счет упругих сил возвращается в среднее положение (рис. б). При этом из полости сжатия в полость расширения перемещается дополнительная порция сжатого газа. Теплота сжатия в холодильнике отводится в окружающую среду; в регенераторе происходит дальнейшее охлаждение газа до температуры термостатирования.
- При опускании поршня газ из полости расширения через теплообменник нагрузки, регенератор и холодильник перетекает в полость сжатия. Возникающий при этом перепад давлений между полостями прогибает мембрану вниз. Происходит расширение газа в холодной полости (рис. в) ниже температуры . Когда поршень достигает нижнего мертвого положения, мембрана за счет упругих сил возвращается к среднему положению, перемещая дополнительную порцию газа из полости расширения в полость сжатия (рис. г). Холодный газ отнимает теплоту от стенок теплообменника нагрузки и объекта криостатирования и нагревается в регенераторе до температуры окружающей среды. Затем все процессы повторяются.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА



- В последних рассмотренных машинах практически исключены этапы накопления кинетической энергии вытеснителем. Благодаря этому, удалось, во-первых, увеличить сдвиг фаз в объемах полостей, приблизив его к оптимальным значениям, во-вторых, обеспечить привод вытеснителя (стакан, мембрана) без дополнительного увеличения гидравлического сопротивления аппаратов. Следовательно, при этом упрощение механизма движения не приводит к резкому снижению КПД. Снижение КПД вызвано, с одной стороны, увеличением потерь в теплообменных аппаратах, что связано с увеличением расхода через них из-за сжимаемости газового вытеснителя, с другой стороны, появлением новых потерь, обусловленных перемешиванием порций газа с различными температурами в объеме газового вытеснителя. ГКМ с газовыми вытеснителями отличается и большим размером компрессорной полости для обеспечения одинаковой степени сжатия по сравнению с другими типами машин.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА В. ГИФФОРДА



- Расчет машин со свободным вытеснителем отличается, прежде всего, повышенной трудоемкостью вычислений. Это обусловлено необходимостью определения объема холодной полости детандерного узла как сложной функции давлений в цикле и в дополни-тельной полости, гидравлического сопротивления теплообменных аппаратов, упругих свойств мембран и пружин, сил инерции и трения. К дополнительному увеличению объема вычислительных работ приводит также то обстоятельство, что рациональные размеры отдельного аппарата не удастся выбрать обособленно от других узлов машины.
- Целью расчетов является построение действительных индика-торных диаграмм полостей сжатия и расширения, вычисление индикаторной (располагаемой) холодопроизводительности, тем-ператур и расходов газа, необходимых для дальнейшего расчета теплообменных аппаратов и действительной холодо-производительности машины.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

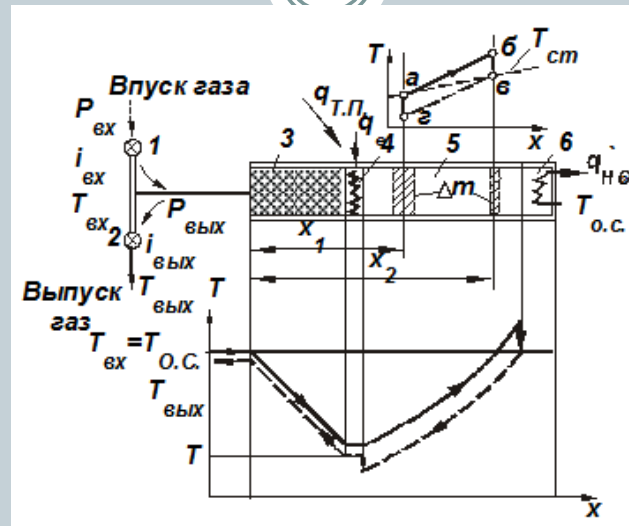
СХЕМА ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЫ



- В 1964 г. Гиффорду и Лонгсворту удалось построить оригинальное охлаждающее устройство без механического вытеснителя, в котором использовался процесс выхлопа и оказалась возможной передача энергии в виде теплоты в окружающую среду непосредственно во время впуска газа. Авторы изобретения назвали это устройство пульсационной трубой.
- В основе принципа действия пульсационной трубы лежит физическое явление возникновения градиента температуры при впуске и выпуске газа. После открытия впускного клапана 1 газ по магистрали высокого давления поступает в регенератор 3, где охлаждается до температуры, а затем входит в теплообменник полезной нагрузки 4 и в свободное рабочее пространство 5 с герметически закрытым дальним концом, где расположен водяной холодильник 6. В процессе заполнения газ сжимается неравномерно. Более высокие давления, а, следовательно, и температуры наблюдаются у закрытого конца трубы, вблизи холодильника 6.
- Градиент температуры тем более отчетливо выражен, чем меньше турбулентность в свободном пространстве трубы и чем меньше теплопритоки из окружающей среды в этот период. После окончания наполнения необходима небольшая пауза для того, чтобы теплота могла быть передана воде в холодильнике 6. Вслед за этим открывается выпускной клапан 2 и осуществляется свободный выпуск газа в магистраль низкого давления, при этом его температура снижается. Благодаря тому, что часть энергии газа в виде теплоты q_{H_2O} передана в окружающую среду, появляется возможность ввести в систему некоторое количество теплоты в виде полезной холодопроизводительности:

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЫ



- Градиент температуры тем более отчетливо выражен, чем меньше турбулентность в свободном пространстве трубы и чем меньше теплопритоки из окружающей среды в этот период. После окончания наполнения необходима небольшая пауза для того, чтобы теплота могла быть передана воде в холодильнике 6. Вслед за этим открывается выпускной клапан 2 и осуществляется свободный выпуск газа в магистраль низкого давления $P_{\text{ВХ}}$, при этом его температура снижается. Благодаря тому, что часть энергии газа в виде теплоты $q_{\text{H}_2\text{O}}$ передана в окружающую среду, появляется возможность ввести в систему некоторое количество теплоты q_{E} в виде полезной холодопроизводительности:

$$q_{\text{E}} = q_{\text{H}_2\text{O}} - G(i_{\text{ВХ}} - i_{\text{ВЫХ}}) - q_{\text{Т.П.}}$$

- где $q_{\text{Т.П.}}$ - теплоприток из окружающей среды.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЫ



- В этой машине отмечен механизм переноса теплоты вдоль рабочего пространства трубы в направлении от холодного к теплому концу. Рассмотрим элемент газа Δm на расстоянии X_1 от начала отсчета. Перед началом впуска температура близка к температуре стенки (точка a). В процессе впуска элемент газа сжимается и перемещается вправо к теплому концу рабочего пространства трубы. Процесс впуска протекает быстро, поэтому, оказавшись на расстоянии X_2 от начала отсчета, элемент газа будет иметь более высокую температуру, чем стенки (точка b). В течение последующей паузы элемент охлаждается, отдавая теплоту стенкам, примерно до температуры точки v . Во время выхлопа элемент газа расширяется и перемещается влево, в первоначальное положение. Температура его при этом понижается и становится ниже температуры стенок (точка z). Снова следует небольшая пауза, и газ нагревается, отнимая теплоту от стенок и нагреваясь до температуры, примерно равной температуре точки a . Очевидно, что с каждым элементом газа в рабочем пространстве происходят подобные изменения. В результате таких взаимодействий газа со стенками вдоль трубы осуществляется перенос теплоты в направлении к теплому концу, где расположен холодильник δ .
- Детали рабочего процесса пока не выяснены. Неизвестно, например, какова роль пристеночного слоя и радиального градиента скорости, каковы оптимальные геометрические формы и размеры. Вместе с тем качественное влияние ряда величин можно охарактеризовать. Повышение давления газа, с одной стороны, способствует увеличению холодопроизводительности, так как с ростом давления увеличивается объемная теплоемкость, а с другой стороны, усиливает теплообмен в процессах впуска и выпуска, что отрицательно сказывается на работе трубы. Диаметр и длина трубы также должны иметь оптимальные значения. Большие диаметры облегчают развитие турбулентных течений в трубе, а при малых диаметрах мала поверхность теплообмена.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

СХЕМА ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЫ



- С увеличением длины трубы уменьшается тепловой поток по стенкам от теплой стороны к холодной; это сказывается положительно. Однако при больших длинах (при одинаковой частоте пульсаций) скорость в осевом направлении больше, что способствует развитию турбулентности. Наконец, и продолжительность цикла (частота пульсаций) влияет на характеристики трубы. С увеличением числа циклов возрастает холодопроизводительность, однако при этом должны быть достаточными по продолжительности паузы между впуском и выпуском для обмена теплотой газа со стенками; поэтому и частота пульсаций, несомненно, имеет оптимальные значения.
- Степень термодинамического совершенства пульсационной трубы практически невысока. Это объясняется тем, что не удается полностью избежать турбулентных потоков и теплообмена со стенками во время процессов впуска и выпуска, а эти явления существенно ухудшают работу такого криогенератора. Например, в одноступенчатой трубе диаметром около 19 мм и длиной 150 мм с рабочим газом гелием при частоте 42 цикла в минуту, степени расширения около 2 и давлении на входе порядка 2 МПа достигнута температура около 180 К. В двухступенчатой трубе удалось понизить температуру до 140 К; в трехступенчатой приблизились лишь к 100 К. В связи с этим, несмотря на простоту, пульсационные трубы пока не получили широкого применения. Известно предложение о замене в цикле пульсационной трубы процессов впуска и выпуска равновесными процессами сжатия и расширения, для чего теплый конец регенератора соединяется непосредственно одной трубкой с компрессором. Клапаны впуска и выпуска при этом не нужны. Такая система теоретически несомненно выгоднее, так как работа расширения газа передается поршню.

Лекция №9

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



Цикл с детандером и регенератором

Отличительными особенностями машин, работающих по этому циклу, являются расположение впускного и выпускного клапанов для рабочего газа в теплой зоне, применение регенератора, который либо размещается внутри поршня, либо выносится за его пределы, и уплотнение поршня в теплой зоне.

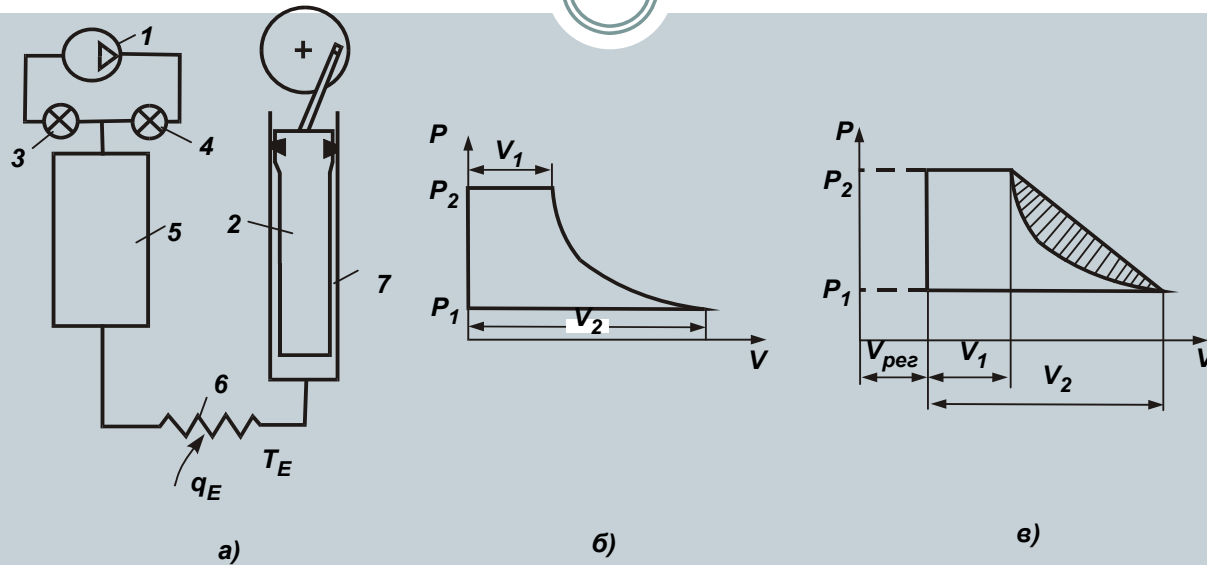
Схема машины приведена на следующем слайде. Сжатый газ из компрессора 1 через впускной клапан 4 поступает в регенератор 5, где охлаждается до температуры, а затем направляется в цилиндр детандера 7. При расширении газ совершает работу, толкая поршень 2. Производимый холод используется для охлаждения объекта, который или непосредственно связан с холодным концом цилиндра или с теплообменником нагрузки 6. После расширения газ проходит через регенератор, где он нагревается и через выпускной клапан 3 идет на всасывание в компрессор.

Полный цикл включает следующие фазы:

- *Повышение давления.* Поршень находится в нижней мертвой точке. Открывается впускной клапан, и давление в регенераторе возрастает с до .
- *Заполнение газом.* При открытом впускном клапане поршень перемещается вверх, освобождая объем, который и заполняется сжатым газом под давлением. Проходя через регенератор, газ охлаждается, а насадка регенератора соответственно нагревается.
- *Расширение газа.* Впускной клапан закрывается: давление в цилиндре падает по мере движения поршня вверх до .
- *Выпуск газа.* Выпускной клапан открыт; поршень, движущийся вниз, вытесняет газ из цилиндра через регенератор. Газ нагревается, а насадка регенератора охлаждается. В конце хода поршня выпускной клапан закрывается и цикл повторяется.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



- На рисунках б,в изображены теоретические индикаторные диаграммы обычного поршневого детандера (рис. б) и рассмотренной расширительной машины (рис. в). Известно, что площадь индикаторной диаграммы соответствует холодопроизводительности. В обычном детандере впускной и выпускной клапаны расположены в головке цилиндра, т. е. в холодной зоне; поэтому сжатый газ заполняет объем V_1 цилиндра, освобожденный поршнем при частичном перемещении его в период открытия впускного клапана (для простоты вредное пространство не учитывается). В расширительной машине, имеющей клапаны, расположенные в теплой зоне (рис. а), при поступлении сжатого газа заполняется не только объем V_1 цилиндра, но и объем $V_{рег}$ регенератора, поэтому количество поступающего газа оказывается большим, чем в обычном детандере таких же размеров. Следует отметить, что дополнительный расход газа на заполнение регенератора не особенно значителен.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



Действительно, в регенераторе необходимо лишь повысить давление с p_1 до p_2 при постоянном объеме, который относительно невелик, в отличие от цилиндра, где не только повышается давление, но и увеличивается объем, заполняемый газом. Нужно учесть и то, что температура насадки регенератора изменяется от 60–100 К на холодном конце до комнатной температуры на теплом; поэтому средняя температура газа в регенераторе примерно вдвое выше, чем в цилиндре при его заполнении: соответственно для заполнения регенератора требуется меньшее количество газа.

Газ, заполнивший регенератор, также расширяется в цилиндре машины при перемещении поршня, несколько увеличивая холодопроизводительность: заштрихованная площадь индикаторной диаграммы соответствует дополнительной холодопроизводительности, точное определение которой, однако, весьма затруднительно. Величина ее зависит от соотношения давлений, температуры охлаждения, размеров и характеристик регенератора.

Естественно, что размещение клапанов в теплой зоне снижает эффективность машины, так как расширению подвергается газ, заполняющий регенератор и имеющий более высокую температуру. Однако с практической точки зрения такое решение целесообразно, т.к. позволяет упростить конструкцию клапанов и повысить надежность их работы. Уплотнение клапанов достигается с помощью неопреновой резины. Клапаны открываются принудительно при помощи кулачков и тяг в зависимости от перемещения поршня.

Одним из существенных преимуществ описанного цикла является возможность его осуществления в миниатюрных установках.

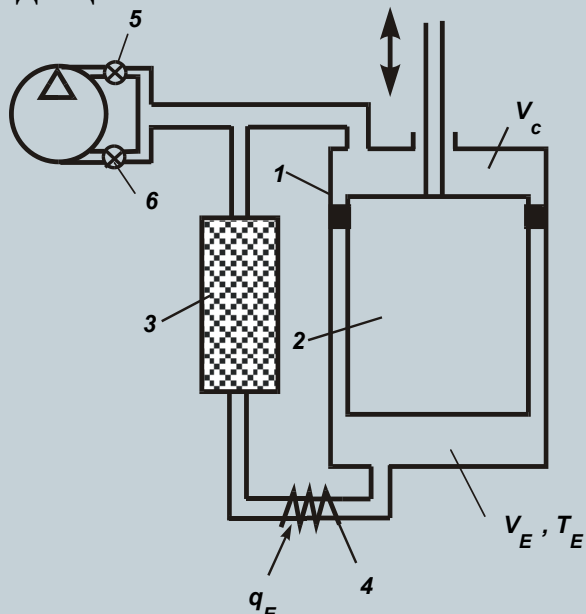
По описанному циклу построены миниатюрные холодильные установки, позволяющие в одной ступени достигнуть температуры охлаждения порядка 50–55 К. Уплотнение поршня производится в теплой зоне цилиндра с помощью эластичных колец, сальника или системы смазки; за пределами этой зоны зазор между поршнем и цилиндром составляет 0,12–0,25 мм. Длина цилиндра обычно лежит в пределах 150–300 мм, а в некоторых моделях достигает всего 50 мм.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА

Тепловой насос Мак-Магона–Гиффорда

Другим типом газовой холодильной машины является разработанная Гиффордом и Мак-Магоном машина, названная ими «тепловым насосом». Особенностью цикла этого агрегата, выполненного в виде поршневой машины, является использование выхлопа из постоянного объема в качестве основного холодопроизводящего процесса. Характерным также является то обстоятельство, что расширение газа в поршневой машине сопровождается отдачей энергии в окружающую среду в виде тепла, а не работы; выходящий поток имеет более высокую энтальпию, чем входящий в машину.



Цилиндр с вытеснителем представляет основной элемент этой машины. Два рабочих объема – теплый V_c и холодный V_e – изменяются при перемещении вытеснителя 2 в цилиндре 1. Оба объема соединены через регенератор 3, газ подается и выпускается через клапаны 5 и 6, расположенные на теплом конце. В идеальной машине (без учета сопротивления регенератора) давление в объемах V_c и V_e одинаково и перемещение вытеснителя не связано с затратой работы. У холодного объема V_e имеется теплообменник 4 для снятия тепловой нагрузки.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



Тепловой насос Мак-Магона–Гиффорда

Рабочий цикл включает следующие процессы:

Повышение давления. Вытеснитель находится в крайнем нижнем положении, выпускной клапан закрыт, впускной клапан открыт; давление в полости V_c повышается со значения до , таким же образом изменяется давление и в регенераторе. Рост давления сопровождается повышением температуры газа в полости V_c .

Заполнение газом. При открытом впускном клапане вытеснитель перемещается из нижнего положения в верхнее, что сопровождается вытеснением газа из полости V_c в полость V_e . В стационарном режиме, когда полость V_e охлаждена, через впускной клапан поступает дополнительное количество газа, необходимое для поддержания давления на уровне p_n , так как объем газа уменьшается при охлаждении в регенераторе.

Расширение газа. Вытеснитель находится в крайнем верхнем положении. Впускной клапан закрывается. Открывается выпускной клапан, в результате чего давление понижается со значения p_n до p_k . Расширившийся газ выходит через регенератор. Процесс выхлопа сопровождается понижением температуры газа в объеме V_e ниже T_e . Выходящий поток снимает тепловую нагрузку в теплообменнике 4.

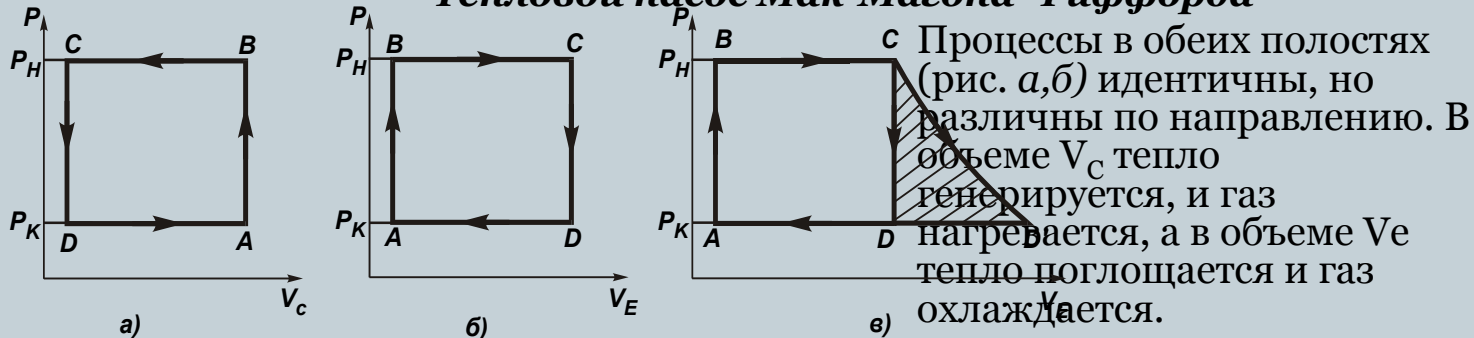
Выпуск газа. После уменьшения давления до величины p_k вытеснитель движется вниз, перемещая газ из полости V_e в полость V_c , а также снимая тепловую нагрузку. Затем цикл повторяется.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



Тепловой насос Мак-Магона–Гиффорда



Очевидно, что площадь обеих диаграмм одинакова: тепло, воспринимаемое газом от охлаждаемого объекта при низкой температуре, отводится на более высокий температурный уровень и выделяется в теплой зоне цилиндра.

Площадь p – V диаграммы определяет изменение энтальпии в цикле; для обоих объемов (учитывая, что $V_C = V_E = V$) можно записать: $\Delta J = V \cdot (p_H - p_K)$.

Для холодного объема эта величина определяет холодопроизводительность идеального цикла, для теплого объема – количество тепла, передаваемого в окружающую среду. Сопоставляя цикл, происходящий в объеме V_E , с циклом поршневого детандера (рис. 3.18, в), нетрудно заметить, что эти циклы одинаковы в том случае, если газ в детандере не совершает работу расширения, а свободно выходит через выпускной клапан.

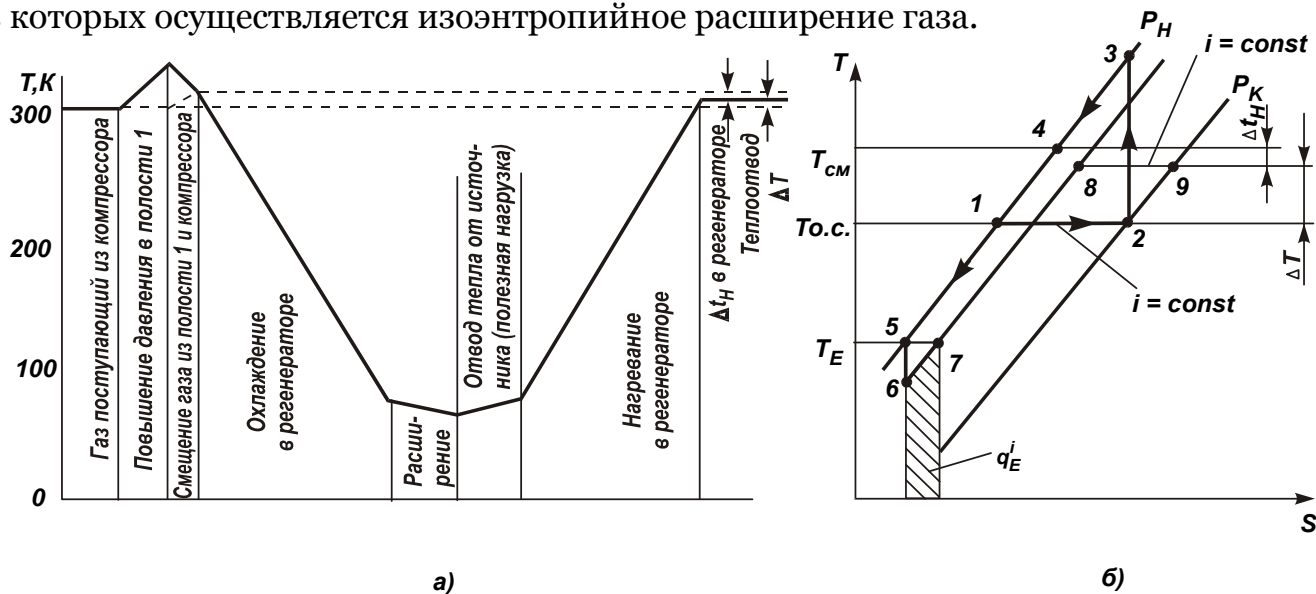
Заштрихованная площадка C – D' – D определяет работу изоэнтропного расширения:

$$L = \int_{V_C}^{V_{D'}} p dV$$

В тепловом насосе эта работа не совершается, поэтому его холодопроизводительность меньше, чем у детандера, на величину C – D' – D .

Таким образом, осуществление цикла по прямоугольной p - V диаграмме сопряжено с потерей части холодопроизводительности, которая, однако, обычно не превышает 20 %. Необходимо также считаться со следующими соображениями. Известно, что при осуществлении изоэнтروпийного расширения в поршневой машине целесообразно заканчивать процесс расширения до достижения конечного давления p_k , производя дросселирование газа в выпускном клапане. Это связано с тем, что для достижения конечного давления в результате расширения газа в цилиндре при движении поршня пришлось бы значительно увеличить объем цилиндра; в конструктивном отношении это неудобно и связано с возрастанием холодопотерь. Последнее обстоятельство чрезвычайно существенно в миниатюрных холодильных системах, где основная часть развиваемой холодопроизводительности расходуется на компенсацию холодопотерь.

В рассматриваемой холодильной машине холодопроизводительность, отнесённая к единице рабочего объема цилиндра, оказывается более высокой, чем в машинах с изоэнтропийным расширением газа, хотя холодопроизводительность, отнесенная к единице количества расширяемого газа, для такой машины, как уже отмечалось, приблизительно на 20 % ниже. Учитывая сделанное замечание о связи между рабочим объемом цилиндра и холодопотерями, становится понятным, что для миниатюрных холодильных установок машины с расширением газа без совершения внешней работы вполне конкурентоспособны по сравнению с машинами, в которых осуществляется изоэнтропийное расширение газа.



Температурная диаграмма цикла теплового насоса

Особенности рабочего цикла теплового насоса удобно проследить с помощью температурной диаграммы для различных стадий этого цикла (рис. а).

Газ из компрессора при $T = 300 \text{ K}$ поступает в объем , где его температура растет. Во второй фазе цикла нагретый газ из объема под давлением вытесняется через регенератор в объем . Через впускной клапан при этом поступает дополнительное количество газа под давлением и при температуре 300 K (пунктирная прямая на рис. а).

Этот газ на входе в регенератор смешивается с нагретым газом, вытесняемым из верхнего объема V_C цилиндра, в результате чего устанавливается некоторая средняя температура, превышающая температуру газа, поступающего из компрессора (300 K). Газ, направляющийся в нижнюю полость цилиндра, охлаждается на насадке регенератора. Затем закрывается впускной клапан и открывается выпускной; при этом происходит расширение газа и температура его в нижней полости цилиндра падает. Выходящий оттуда холодный газ на пути в регенератор воспринимает определенное количество тепла от объекта охлаждения и при этом несколько нагревается. Дальнейшее нагревание газа, вытесняемого из нижней зоны, происходит на насадке регенератора, причем газ, выходящий из регенератора, имеет температуру на $1-2 \text{ K}$ ниже, чем температура сжатого газа, потупившего на насадку. Температура газа, выходящего из регенератора, выше температуры газа, поступившего из компрессора (300 K); при этой более высокой температуре газ и засасывается вновь компрессором. Таким путем из системы выносятся тепло, воспринятое газом от объекта охлаждения при более низкой температуре.

Общий характер процессов может быть показан в $T-s$ диаграмме (рис. б). Если проследить за небольшими порциями поступающего газа. Первая порция газа поступает через впускной клапан при температуре окружающей среды $T_{o.c.}(300 \text{ K})$ и начальном давлении P_n . Состояние газа перед впускным клапаном характеризуется точкой 1 на диаграмме. В клапане газ дросселируется ($i = \text{const}$) до низкого давления P_k (точка 2). Температура газа в этом процессе не изменяется, т. к. для гелия, являющегося основным рабочим телом ГKM, дроссель-эффект можно считать равным нулю при температуре окружающей среды и начальном давлении P_n . Эта порция газа поступает в теплый объем V_C , что приводит к незначительному повышению давления в машине. Затем она адиабатно сжимается вновь до высокого давления P_n поступающими за ней новыми порциями газа (точка 3). В то время, когда газ переталкивается из теплого объема V_C в холодный V_e , эта порция газа смешивается с дополнительным газом, поступающим из компрессора (точка 1) за счет охлаждения газа в регенераторе, и температура ее понижается до $T_{см}$ (точка 4). Далее она поступает в регенератор и охлаждается до температуры T_e (точка 5).

После заполнения холодного объема V_e впускной клапан закрывается, открывается выпускной. Сжатый газ начинает адиабатно расширяться. Это расширение перед тем, как порция газа покинет объем V_e , позволяет газу немного охладиться ниже T_e (точка 6) и обеспечить некоторое охлаждение объекта в теплообменнике нагрузки (процесс 6–7). После нагревания его в регенераторе (процесс 7–8) он дросселируется ($i = \text{const}$) в выпускном клапане до низкого давления P_e (точка 9).

Сжатие и охлаждение газа от точки 9 до точки 1 в диаграмме не показаны, т.к. эти процессы происходят за пределами этого устройства. Таким образом, мы рассмотрели действие небольшой первой порции газа, поступившей в машину.

Процессы, происходящие с другими порциями газа, поступающими в машину, также могут быть изображены в T-s диаграмме. Полное сочетание процессов для всех порций поступившего в машину газа обеспечивает общее охлаждение объекта.

Разность температур ΔT определяет холодопроизводительность цикла;

$C_p \cdot \Delta t_n$ - потеря от недорекуперации. Конструктивно цилиндр теплового насоса выполнен в виде тонкостенной трубы из нержавеющей стали; вытеснитель выполняется обычно из пластмассы с низкой теплопроводностью. В верхней части вытеснителя расположены уплотняющие кольца. Клапаны вынесены в теплую зону и могут иметь мягкие уплотнения. Движение вытеснителя и перемещение клапанов синхронизированы.

Клапаны и вытеснитель перемещаются с помощью кулачковых механизмов. Полезная холодопроизводительность q_e теплового насоса может быть определена по формуле $d_E = d_{ид} - \Sigma d_n$, где $d_{ид} = \Delta J$ - удельная холодопроизводительность идеального цикла, Σd_n - суммарные потери холодопроизводительности.

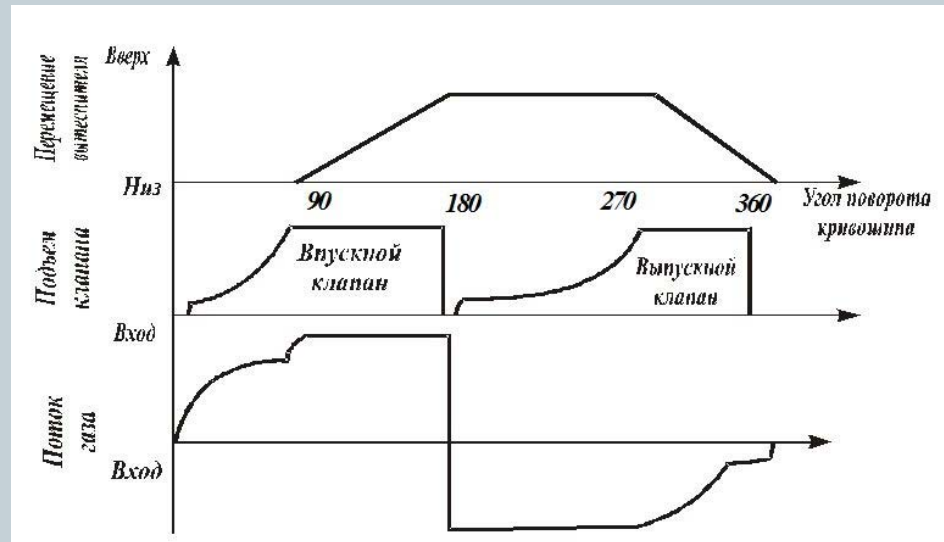
Часовая холодопроизводительность машины с рабочим объемом V_e составит $Q_{ид} = V_E(p_n - p_k)n$, где n - частота вращения вала, s^{-1} .

Рабочим газом в тепловом насосе является гелий; скорость вращения кулачкового вала 100–80 об/мин. Отношение давлений прямого и обратного потоков $\sigma = 4-6$. При 100 К термодинамический КПД теплового насоса составляет 65–70 % к.п.д. идеального цикла. В одноступенчатом агрегате могут быть получены температуры охлаждения порядка 50–60 К.

При расчете и конструировании элементов машин работающих по рассмотренному циклу, возникает ряд вопросов, связанных с действием клапанов, перемещением вытеснителя и работой регенератора. В связи с этим ниже приводятся некоторые соображения, которые могут оказаться полезными.

Для наилучших условий работы регенератора, размещаемого между клапанами и полостью расширения, необходимо, чтобы поток газа оставался постоянным на протяжении каждой половины цикла. Небольшие отступления от этого требования допустимы, резкие колебания в расходе газа могут сильно ухудшить рабочие характеристики машины. С другой стороны, для наиболее полного использования объема, в котором производится расширение газа, к работе клапанов предъявляются требования, противоречащие сформулированным выше. Действительно, для увеличения холодопроизводительности желательно получить максимальную площадь диаграммы $p-V$. Это возможно в том случае, если давление будет быстро повышаться, когда вытеснитель находится в крайнем нижнем положении, а затем быстро падать, когда он придет в крайнее верхнее положение. Выполнение этих требований при гармоническом движении вытеснителя противоречит сформулированным выше оптимальным условиям работы регенератора.

На практике достигается компромиссное решение. Цикл осуществляется таким образом, что вытеснитель объема задерживается на определенное время в своих крайних верхнем и нижнем положениях; в то же время клапаны открываются сравнительно медленно, благодаря чему движение газа через регенератор производится приблизительно с одинаковой скоростью.



Цикл несимметричен: основное количество газа поступает в систему во время движения вытеснителя вверх, а выходит в то время, когда вытеснитель остается в верхнем положении (при выхлопе). Диаграммы иллюстрируют перемещение вытеснителя, работу клапанов и движение газа.

Наилучший режим работы регенераторов и теплового насоса в целом достигается такой организацией цикла, при котором вытеснитель в нижней и верхней мертвых точках не перемещается соответственно в течение времени, эквивалентному 75° и 110° (весь цикл равен 360°). В эти моменты впускной и выпускной клапаны медленно перемещаются.

Лекция №10

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

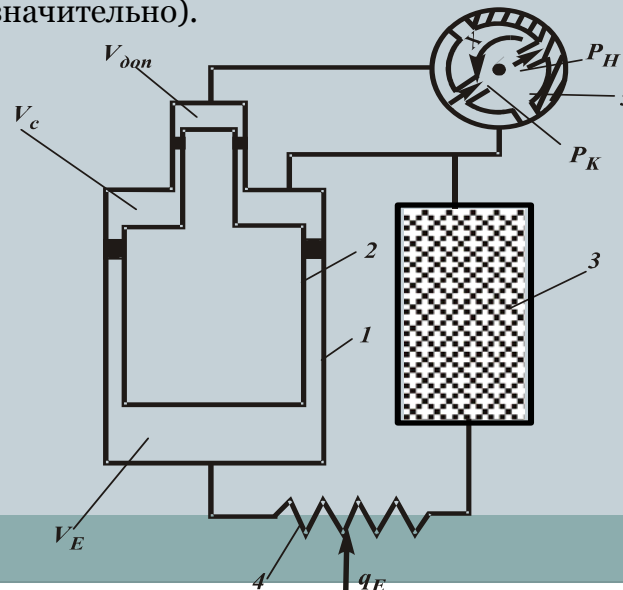
ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА

Тепловой насос с газовым приводом вытеснителя

Механический привод вытеснителя может быть заменен на пневмопривод. Схема такой машины показана на рисунке. Конструктивно машина состоит из дифференциального цилиндра 1 и дифференциального вытеснителя 2. Объем цилиндра разделен вытеснителем на три объема V_e , V_c , $V_{доп}$. Объемы V_e и V_c являются рабочими, аналогично рассмотренной выше конструкции, $V_{доп}$ – дополнительный объем, обеспечивающий разбалансировку давлений в этих объемах и, следовательно, возникновение силы, действующей на вытеснитель, которая перемещает его, делая свободно плавающим. Изменение давления в объемах осуществляется перемещением простого вращающегося клапана 5 (золотника). Вращающийся клапан используется для подвода газа высокого давления из компрессора и отвода его при выхлопе на всасывание в компрессор из объемов V_e , V_c , $V_{доп}$.

Время между повышением давления и расширением в объемах устанавливается путем подбора механизма вращения клапана.

Объемы V_e и V_c связаны между собой через регенератор 3 и теплообменник нагрузки 4. В обоих объемах всегда поддерживается примерно равное давление (если не учитывать гидравлическое сопротивление регенератора и теплообменника нагрузки, которое незначительно).



КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ГКМ С ВНЕШНИМ ИСТОЧНИКОМ СЖАТОГО ГАЗА



Тепловой насос с газовым приводом вытеснителя

Принцип работы. В начале вытеснитель находится в верхней мертвой точке и положение вращающегося клапана X на 11 часов. Объёмы V_C и $V_{доп}$ равны нулю, а V_e – максимальный. Давление во всех объёмах минимальное, равное давлению выпуска, т.к. трубки, связывающие объёмы с клапаном, соединены с сегментом клапана, находящимся при низком давлении (не заштрихованный сегмент). Заштрихованный сегмент клапана означает полость клапана, связанную с линией высокого давления.

Когда клапан вращается против часовой стрелки и положение X проходит 9 часов, газ высокого давления поступает в объём $V_{доп}$ и вытеснитель начинает двигаться вниз, переталкивая газ из объёма V_e в объём V_C , при этом часть газа выйдет через клапан за счет нагрева его в регенераторе. В это же время к газу подводится часть тепла от охлаждаемого объекта.

Когда положение X клапана проходит 6 часов, газ высокого давления поступает в объёмы V_C и V_e . Поскольку высокое давление все еще поддерживается в объёме $V_{доп}$, вытеснитель стоит в нижней мертвой точке и не двигается. Происходит сжатие газа в рабочих объёмах.

Когда положение X клапана проходит 3 часа, объём $V_{доп}$ соединяется с сегментом клапана низкого давления и давление в нем падает. Это вызывает разбалансировку давления на вытеснитель и заставляет его двигаться к верхней мертвой точке, переталкивая газ из объёма V_C в объём V_e при высоком давлении. За счет охлаждения газа в регенераторе через клапан поступает дополнительное количество газа.

Когда положение X клапана проходит 12 часов, давление в объёмах V_C и V_e падает до низкого, т.к. они связываются с сегментом клапана низкого давления. Объём $V_{доп}$ в это время остается под низким давлением, поэтому вытеснитель находится в верхней мертвой точке и не двигается. Происходят выхлоп газа, понижение его температуры и отвод тепла от охлаждаемого объекта. При положении X на 9 часов процессы начинают повторяться.

Тепловой насос с газовым приводом вытеснителя отличается еще большей простотой, надежностью и меньшей массой.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ГКМ



В последнее время все больший интерес вызывают криогенные машины, работающие по циклам без затрат внешней работы с использованием трех источников теплоты с различными уровнями температур.

Термодинамический анализ подобной идеально работающей системы сводится к следующему (рис. 3.22). Представим механически замкнутую систему, состоящую из холодильной машины и двигателя, причем последний развивает такую мощность, которая необходима холодильной машине.

Для такой системы: T_r – температура горячего источника; T_c – температура окружающей среды; T_E – температура криостатирования; $T_r > T_c > T_E$;

$$l = q_r - q_c^r; q_E = q_c^x - 1; 1 = q_r(T_r - T_c) / T_r \quad (\text{из теории цикла Карно});$$

$$l = q_r - q_c^r; q_E = q_c^x - 1; 1 = q_r(T_r - T_c) / T_r \quad (3.27)$$

$$q_E = 1 \cdot T_E / (T_c - T_E); q_c = q_c^r + q_c^x = q_r + q_E. \quad (3.28)$$

Отсюда находим оптимальные соотношения:

$$\left(\frac{q_E q_E}{q_r} \right)_{\max} = \frac{T_E (T_r - T_c)}{T_r (T_c - T_E)}; \left(\frac{q_E}{q_c} \right)_{\max} = \frac{T_E (T_r - T_c)}{T_c (T_r - T_E)}; \quad (3.29)$$

$$\left(\frac{q_c}{q_r} \right)_{\min} = \frac{T_c (T_r - T_E)}{T_r (T_c - T_E)}. \quad (3.30)$$

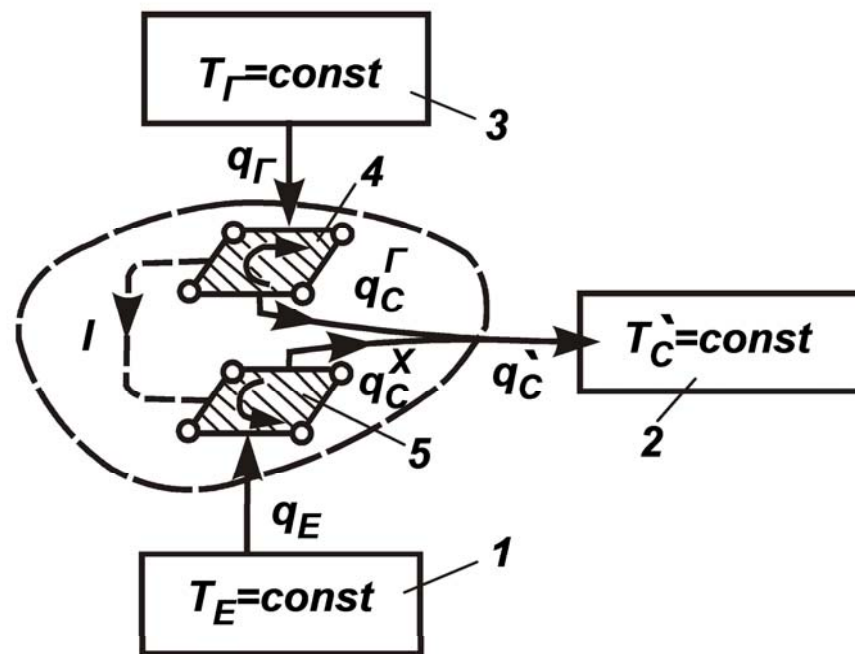
Эти выражения определяют наилучшие теоретически возможные соотношения между количествами переданной q_r и отданной теплоты q_E («холода»).

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ГКМ

Эти машины имеют несколько общих особенностей.

1. Они производят холод.
2. Приводятся в движение за счет подвода тепла.
3. Их работа зависит по меньшей мере от трех рабочих объемов при трех температурных уровнях.
4. Все объемы фактически находятся при одинаковом давлении в любой момент, т.к. машины не имеют клапанов.
5. Газ периодически удаляется из одного рабочего объема в другой под действием вытеснителей, которые не требуют затрат внешней энергии.
6. Газ перемещается из одного объема в другой через регенераторы, что позволяет сохранять температурные уровни каждого объема.



Машина Такониса

Машина Такониса схематически изображается, как показано на рис. 3.23. Она состоит из заполненной газом трубы (4), снабженной тремя наружными теплообменниками (1), двумя регенераторами (3) и двумя вытеснителями (2).

За счет теплообменников подводится тепло q_r при 700 К, создается охлаждение q_E при 100 К и отводится тепло q_c при 300 К внутри машина разделена двумя вытеснителями на три рабочих объема, которые обозначаются соответственно: V_E – холодный объем; V_C – средний объем; V_T – горячий объем.

Эти рабочие объемы связаны между собой каналами, проходящими через теплообменники и регенераторы.

Так как нет различий в давлении, то вытеснители могут приводиться снаружи с небольшим потреблением мощности. Теплотери сведены к минимуму в результате того, что газ из одного рабочего объема в другой проходит через теплообменники и регенераторы.

Движение вытеснителей осуществляется следующим образом (рис. 3.24):

- оба вытеснителя находятся в самой нижней точке;
- оба вытеснителя перемещены в самое верхнее положение.

Газ движется из объема V_T , температура в котором 700 К, через регенераторы, которые охлаждают его до 100 К, в объем V_E ;

в) оба вытеснителя находятся у концов трубы.

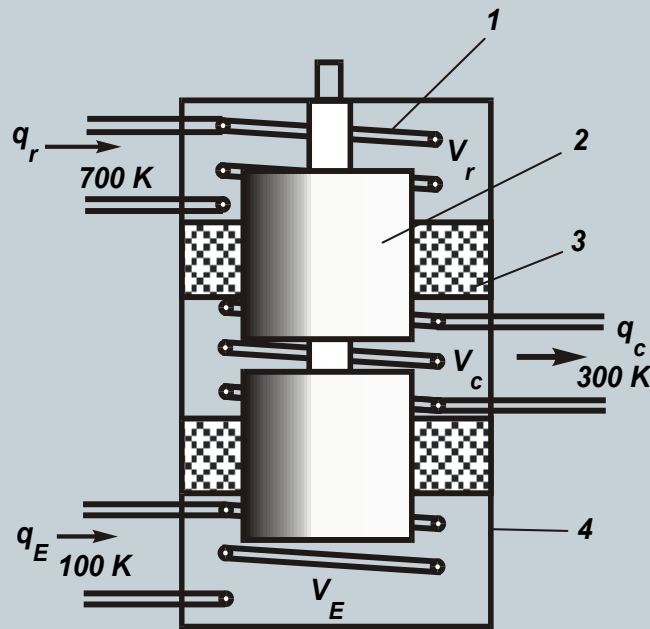


Рис. 3.23. Машина Такониса

Газ выходит из объема V_E , температура которого 100 К, через регенератор, который нагревает его до 300 К, в объем V_C . Цикл завершается опусканием верхнего вытеснителя и возвращением всего газа в объем V_T . Газ в это время нагревается в регенераторе от 300 К до 700 К.

Основные положения идеального цикла были установлены при помощи рассчитанных индикаторных диаграмм.

При расчете этих диаграмм были сделаны три основных допущения:

1. Тепло передается во время сжатия и расширения, при постоянной температуре.

2. Весь объем активен, газ в открытых каналах теплообменников и в соединяющих каналах не принимается во внимание (т.е. мертвый объем равен нулю).

3. Вытеснители осуществляют прерывистое движение так, как описано выше.

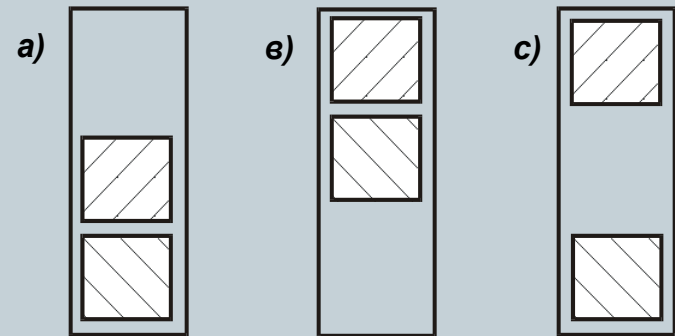


Рис. 3.24. Схема движения вытеснителей

Идеальные индикаторные диаграммы

Рассмотрим диаграммы (рис. 3.25), когда оба вытеснителя внизу (положение а), весь газ в объеме, температура которого 700 К и давление во всем объеме машины для простоты взято 7 атм.

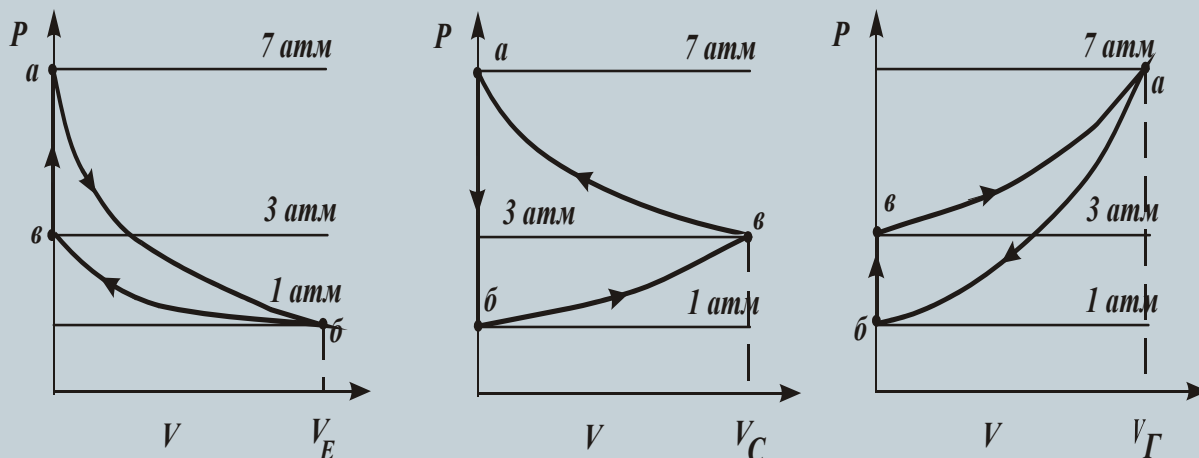


Рис. 3.25. Диаграмма движения вытеснителей

Во время первого хода от (а) в (в) вытеснители поднимаются, газ перемещается из верхнего объема в нижний и давление падает от 7 до 1 атм. Во время второго хода от (б) в (в) газ выходит из нижнего объема и перемещается в средний объем. Одновременно давление повышается до 3 атм. Во время конечного хода от (в) в (а) нижний объем неактивен.

Газ выходит из среднего объема и поступает в верхний объем при изменении давления от 3 до 7 атм.



По этим диаграммам можно судить о характере процессов теплопередачи. Например, когда давление понижается, как показано на кривой *ab* на диаграмме для нижнего объема V_E , газ охлаждается, и тепло должно подводиться из окружающей среды при 100 К для сохранения изотермичности процесса. И, наоборот, тепло отводится при 100 К по кривой изотермического сжатия *бв*. Это уменьшает общую холодопроизводительность, и она определяется по площади между двумя этими кривыми *ab* и *бв*.

Индикаторные диаграммы для верхнего и нижнего объемов имеют то же направление протекания процессов, что и в детандере, т.е. по часовой стрелке. Тепло подводится от соответствующих теплообменников. Индикаторная диаграмма среднего объема имеет направление процессов в компрессоре, т.е. средний объем представляет собой компрессорную полость и направление процессов против часовой стрелки. Теплообменник этой камеры выполняет функции охлаждающей воды в компрессоре.

Изучая диаграммы, можно заметить, что сумма площадей диаграмм двух объемов V_E и V_r равняется площади диаграммы объема V_C .

Машина Вюлемье

Рассмотренная ниже система снабжается теплом при температуре окружающей среды для обеспечения охлаждения до 10 К, отвод тепла осуществляется при температуре около 80 К кипящим азотом. Таким образом, мы имеем простой, дешевый источник охлаждения до 10 К.

Практические трудности на пути реализации такого цикла заключались в конструктивном решении машины, позволяющей осуществить всю совокупность процессов за один цикл. Такая машина, реализующая идею Такониса, с использованием азота в качестве промежуточного источника тепла, была создана в 1963 г.

Принцип ее работы сводится к следующему (рис. 3.26). В цилиндре двух диаметров 1 и 4 расположены два вытеснителя 2 и 3. Рабочий объем машины постоянный. Давление в цикле меняется за счет теплообмена газа с источниками теплоты.

В первой фазе $1-2$ при неподвижном холодном вытеснителе 3 происходит переталкивание рабочего тела через регенератор 8 из объема V_C в теплый объем V_T . В результате подвода теплоты q_T к газу давление увеличивается (линия ab). Во второй фазе $2-3$ при неподвижном теплом вытеснителе 2 рабочее тело переталкивается через регенератор 6 холодного цилиндра 4 из объема V_C в холодный объем V_E . Одновременно сообщается теплота q_E (полезная нагрузка), однако суммарный эффект от подвода теплоты q_E и отвода теплоты в регенераторе $q_{рег}$ приводит к уменьшению давления (линия bc). В третьей фазе $3-4$ происходит аналогичный процесс переталкивания рабочего тела из теплого объема V_T в промежуточный V_C при неподвижном холодном вытеснителе, сопровождающийся уменьшением давления (линия cd). В заключительной фазе $4-1$ рабочее тело из холодного объема V_E переталкивается в полость V_C при некотором повышении давления (линия da).

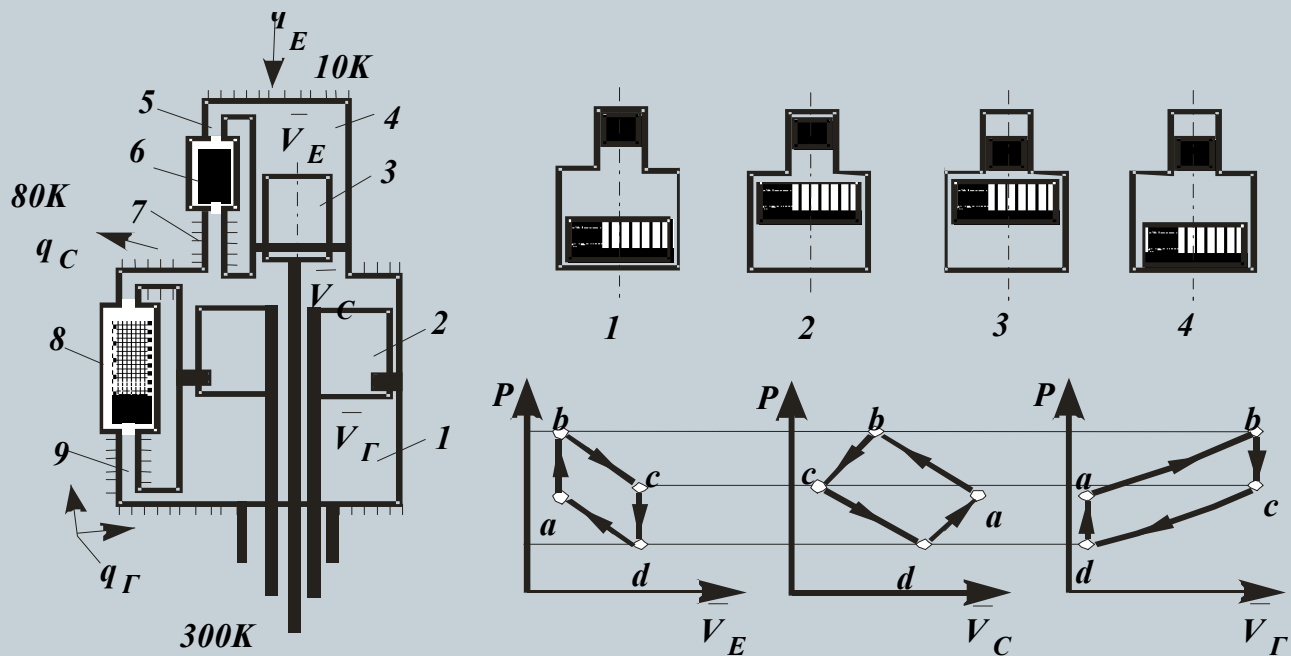


Рис. 3.26. Схема работы машины Вюлемье

Практически, как и цикл Стирлинга, эту последовательную совокупность процессов можно реализовать в машине с гармоническим движением поршней, причем для идеализированной машины гармоническое движение поршней не приводит к дополнительной необратимости.

Наивысшая температура цикла (T_H) в зависимости от типа источника теплоты может меняться в широком диапазоне значений, например от 500 до 1 200 К.

Практически в таких машинах наиболее сложной проблемой является повышение степени сжатия; поэтому даже в лучших образцах криогенераторов Вюлемье –Такониса наиминишие достигнутые температуры охлаждения составляют пока 15–30 К.

Термомеханический компрессор

Введение процессов внутренней регенерации теплоты в теплокомпримирующие устройства позволяет создать достаточно эффективные установки для производства сжатого газа. Впервые регенерация теплоты при переталкивании рабочего газа из одной полости цилиндра вытеснительного узла в другую осуществлена В. Бушем в 1939 г. Специфическая особенность действительных машин – потребление двух качественно различных видов энергии – тепловой, непосредственно затрачиваемой на сжатие газа, и механической, необходимой для компенсации потерь на трение в уплотнениях и гидравлического сопротивления теплообменных аппаратов и газового тракта.

Затраты механической энергии существенно меньше затрат на компримирование газа, поэтому машина получила название «термомеханический компрессор».

Рассмотрим принцип действия термомеханического компрессора, представленного на рис. 3.27. В момент, когда вытеснитель 2 находится в ВМТ цилиндра 1 ($V_{\Gamma} = 0$, $V_{\text{к}} = V_{\text{к max}}$), клапаны впуска 6 и выпуска 7 закрыты.

Давление газа в цилиндре $p = p_1$. При опускании вытеснителя газ перемещается из компрессорной холодной полости через теплообменные аппараты 5 и 3 и регенератор 4 в горячую полость; температура, а следовательно, и давление газа возрастают (процесс 1–2). При давлении $p_2 = p_{\text{н}}$ открывается нагнетательный клапан 7. При дальнейшем опускании вытеснителя часть газа продолжает поступать в горячую полость с увеличивающимся объемом V_{Γ} , а другая часть выходит в нагнетательный патрубок термокомпрессора.

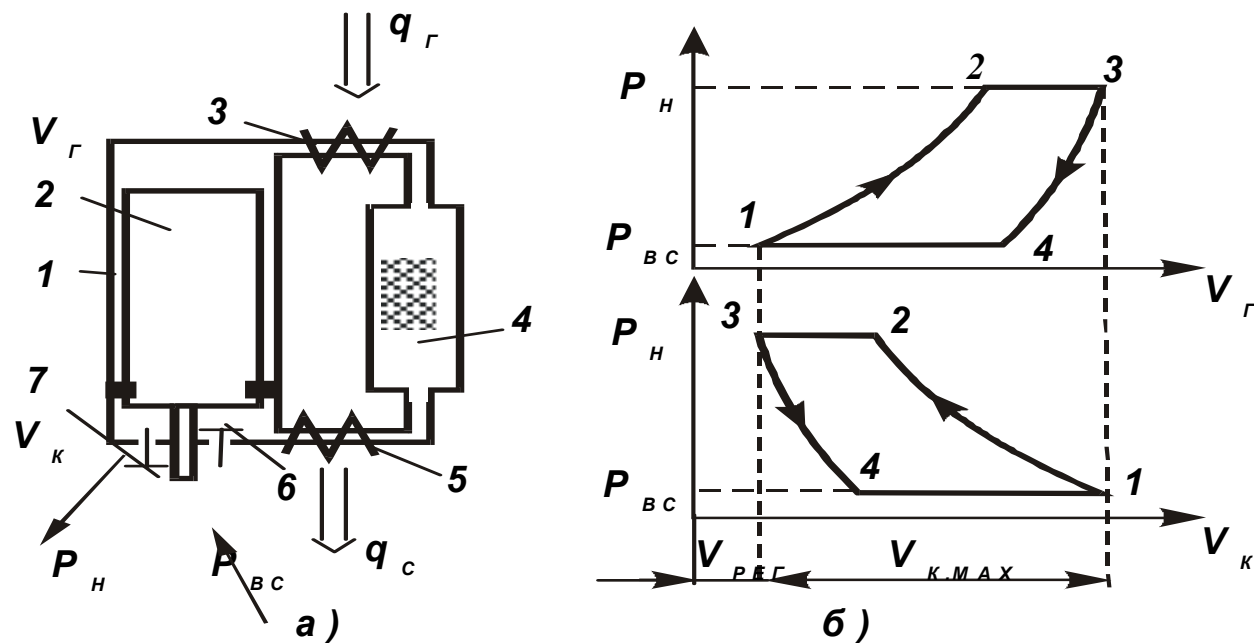


Рис. 3.27. Схема работы термомеханического компрессора

В НМТ ($V_k = V_{рег}$) нагнетательный клапан 7 закрывается. Обратное движение вытеснителя сопровождается снижением давления в рабочей полости (процесс 3-4). При $p = p_4 = p_{BC}$ открывается всасывающий клапан 6. В полость с увеличивающимся объемом V_k поступает газ из горячей полости и всасывающего патрубка (процесс 4-1). Всасывание заканчивается, когда вытеснитель достигает ВМТ; далее рабочий процесс машины повторяется.

Лекция №11

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МАШИН СТИРЛИНГА

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ГКМ



- Переход к многоступенчатым машинам продиктован стремлением к достижению более низких температур, недоступных в одноступенчатых машинах; наличием внешних тепловых источников с промежуточными значениями температур; стремлением повысить КПД машины частичной компенсацией потерь холодом, получаемым при более высокой температуре.
- Наличие внешних тепловых источников с промежуточными значениями температур связано с увеличением энергозатрат обратно пропорционально температуре. Так, для отвода одного и того же количества тепла при 20 К теоретически необходимо затратить в 4 раза больше энергии, чем при 80 К, однако в большинстве случаев необходимо отводить тепло на различных температурных уровнях. Например, при сжижении водорода можно в принципе реализовать всю холодопроизводительность установки на уровне 20 К; в то же время более половины холодопроизводительности затрачивается на охлаждение водорода от комнатной температуры до 80 К: естественно, что в этом случае не-целесообразно реализовать всю холодопроизводительность установки на самом низком температурном уровне (20 К), так как это вчетверо увеличит энергозатраты на рассматриваемой стадии охлаждения.
- Даже при отводе очень небольших количеств тепла на низком температурном уровне (например, при 15 К) всегда имеется возможность одновременно отводить значительное количество тепла на более высоком температурном уровне: теплопритоки из окружающей среды за счет теплопроводности через конструктивные элементы и излучения значительно выгоднее отводить на уровне 80–100 К, соответствующим образом экранируя наиболее холодные элементы аппаратуры. Ступени, работающие на более высоком температурном уровне, используются для охлаждения экранов, уменьшающих приток тепла к наиболее холодным элементам установки.
- В одноступенчатых машинах различных групп в зависимости от их конструктивных параметров удается получать минимальную температуру $T_E = 27\text{--}65\text{ К}$, и этот предельный уровень определяется в основном потерями холода в регенераторе за счет недорекуперации.
- Если масса m газа изотермически расширяется при температуре T_E от давления P_1 до P_2 , то количество произведенного холода Q_E определяется выражением:

$$Q_E = mRT_E \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)$$

из которого следует, что Q_E пропорционально T_E , т.е. с понижением температуры охлаждения уменьшается количество произведенного холода при расширении одной и той же массы газа m .

Потери в регенераторе ΔQ_p , где происходит охлаждение газа от температуры сжатия T_C до T_E при КПД регенератора η_p , приближенно выражаются так:

$\Delta Q_p = mC_p(1 - \eta_p)(T_C - T_E)$, откуда видно, что потери возрастают по мере понижения температуры охлаждения T_E .

Относительные потери в регенераторе $\Delta Q_p / Q_E$ можно представить в виде

$$\frac{\Delta Q_p}{Q_E} = \frac{C_p}{R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}} \cdot (1 - \eta_p) \cdot \left(\frac{T_C - T_E}{T_E} \right) = C_2 (1 - \eta_p) \cdot \left(\frac{T_C - T_E}{T_E} \right), \quad (3.31)$$

где константа C_2 зависит главным образом от отношения давлений в машине; обычно в машинах Стирлинга величина $C_2 \approx 7$. При $\eta_p = 0,99$, $T_C = 300$ К и $T_E = 20$ К относительные потери в регенераторе достигают 98 %, т.е. практически вся холодопроизводительность машины расходуется на компенсацию холодопотерь. Отсюда следует, что уменьшение относительных потерь в регенераторе возможно тремя способами:

- 1) уменьшением величины C_2 ,
- 2) увеличением η_p ,
- 3) уменьшением величины отношения $\tau = T_C / T_E$.

Рассмотрим возможности каждого из этих способов.

1. Величина C_2 зависит в основном от соотношения давлений p_1 / p_2 которое для уменьшения C_2 должно быть увеличено. Однако при этом возрастают другие потери, что приводит к общему снижению КПД машины.

2. В действующих машинах Стирлинга КПД регенератора $\eta_p = 0,99$. Его можно повысить до $\eta_p = 0,995$, что, однако, сопряжено с увеличением сопротивления газовому потоку и снижением КПД машины в целом.

3. Уменьшение $\tau = T_C / T_E$ является наиболее действенным и эффективным способом уменьшения относительных потерь в регенераторе.

Принципиальная схема двухступенчатой машины показана на рис. 3.28.

Рабочий газ сжимается при температуре окружающей среды в объеме V_C , как это делается в одноступенчатой машине. Расширение же газа производится в двух объемах V_M и V_E при различных температурах T_M и T_E . Ступени расширения соединены последовательно, причем между ними расположены регенераторы 2 и 4. Имеются также холодильник 1 и два теплообменника нагрузки 3 и 5.

Как известно, в машинах используется вытеснитель; он легко может быть приспособлен к работе в двухступенчатой машине, схема которой приведена на рис. 3.29. Дополнительный промежуточный расширительный объем V_M образуется дифференциальным вытеснителем, верхняя часть которого имеет меньший диаметр, чем нижняя; при этом изменение объемов полостей расширения происходит синхронно.

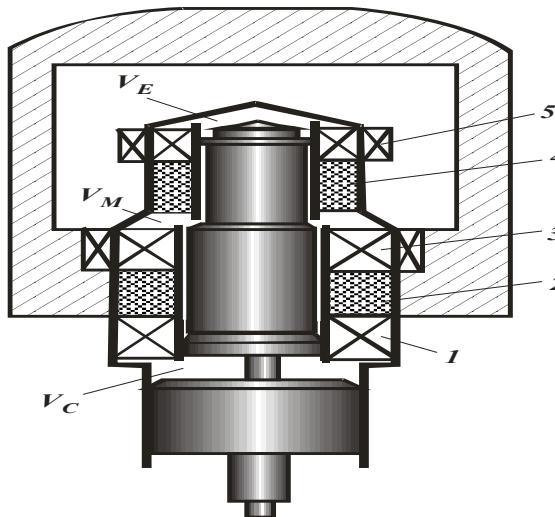


Рис. 3.29. Двухступенчатая ГКМ

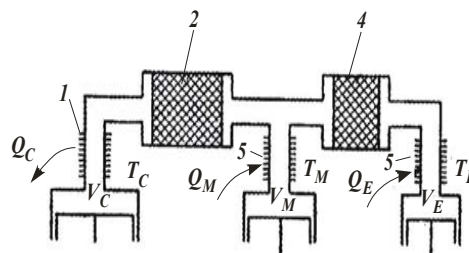


Рис. 3.28. Схема двухступенчатой машины

Машина, работающая по схеме, приведенной на рис. 3.28, в точности соответствует схеме на рис. 3.29. Применение вытеснителя объема упрощает конструкцию и создает благоприятные условия для работы уплотнений, разность давлений по обе стороны которых невелика.

Наличие дополнительной полости расширения приводит к тому, что холодопроизводительность машины реализуется на двух различных температурных уровнях.

Нижеследующее показывает, что рассмотренная система обеспечивает уменьшение относительных потерь в регенераторах.

В промежуточной полости V_M происходит расширение массы m_M газа при температуре T_M и изменение давления с p_1 до p_2 ; в верхней полости V_E расширяется масса m_E газа при температуре T_E , причем давление также изменяется с p_1 до p_2 . Соответственно в идеальном случае холодопроизводительность составит:

$$Q_M = m_M \cdot R \cdot T_M \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right), \quad Q_E = m_E \cdot R \cdot T_E \cdot \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right). \quad (3.32)$$

Через первый регенератор, работающий в интервале температур $T_C - T_M$, проходит весь газ ($m_M + m_E$), а через второй регенератор - m_E . Потери в регенераторах:

в первом
$$\Delta Q_{p1} = (m_M + m_E) C_p (1 - \eta_{p1})(T_C - T_M); \quad (3.33)$$

во втором
$$\Delta Q_{p2} = m_E C_p (1 - \eta_{p2})(T_M - T_E). \quad (3.34)$$

Относительные потери в регенераторах:

в первом
$$\frac{\Delta Q_{p1}}{Q_M} = \frac{m_M + m_E}{m_M} \cdot C_2 (1 - \eta_{p1}) \cdot \left(\frac{T_C - T_M}{T_M}\right); \quad (3.35)$$

во втором
$$\frac{\Delta Q_{p2}}{Q_E} = C_2 \cdot (1 - \eta_{p2}) \cdot \left(\frac{T_M - T_E}{T_E}\right). \quad (3.36)$$

Очевидно, если p_1/p_2 имеет то же значение, что и для одноступенчатой машины, то $C_2 \approx 7$. Относительные потери во втором регенераторе, т. е. $\Delta Q_{p2}/Q_E$, малы, так как $T_M = 80$ К, следствием чего является высокая эффективность расширения в верхней полости. Если машина работает как рефрижератор, то полезная холодопроизводительность на промежуточном температурном уровне T_M реализуется полностью на компенсацию потерь холода на этом уровне, что позволяет реализовать условие $\Delta Q_{p1}/Q_M = 1$.

Тогда с учетом, что $C_2 \approx 7$, $\eta_p = 0,99$, $T_C = 300$ К, $T_H = 80$ К;

$$\Delta Q_{p1}/Q_M \approx 0,19 \frac{m_M + m_E}{m_M} \approx 1 \text{ и } \frac{m_M + m_E}{m_M} \approx 5. \quad (3.37)$$

Следовательно, в промежуточной полости расширяется примерно 1/5 часть газа прошедшего через первый регенератор. При увеличении этого количества температура T_M будет ниже 80 К. При использовании машины в качестве ожижителя необходимо получать холод на двух температурных уровнях, используя промежуточную ступень для предварительного охлаждения газа, направляемого на ожижение, для этого увеличивают объем промежуточной ступени.

Следует отметить, что все вышесказанное сделано при условии равенства холодопроизводительностей одноступенчатой и двухступенчатой ГКМ. Только для одноступенчатой холодопроизводительность реализуется на самом низком температурном уровне, а для двухступенчатой – на двух температурных уровнях, т. е.

$$Q_E^1 = Q_M^2 + Q_E^2, \quad V_E^1 = V_M^2 + V_E^2, \quad (3.38)$$

где V_E^1 , V_M^2 , V_E^2 – описанный объем полостей расширения соответственно одноступенчатой машины, первой и второй ступеней двухступенчатой машины.

Так как для объема V_M^2 температура $T_M > T_E$, то расход сжатого газа через вытеснительный узел, а, следовательно, и мощность привода двухступенчатой машины меньше, чем у одноступенчатой.

При увеличении объема V_M^2 , связанного с получением полезной холодопроизводительности на уровне T_M (при ожижении газов) дополнительно уменьшаются расход сжатого газа и мощность привода.

Трехступенчатая машина на базе теплового насоса Гиффорда–Мак-Магона, схема которой приведена на рис. 3.30 позволяет отводить тепло на уровне 80 К, 35 К и 14 К и может быть использована в качестве основного элемента установки для сжижения гелия. Естественно, что она пригодна для сжижения водорода и любого другого газа.

Проиллюстрированные на упрощенных примерах принципы справедливы для любых многоступенчатых машин, любых типов рассмотренных ранее ГKM. Чем больше число ступеней, тем большая часть потерь может быть компенсирована холодом, произведенным при промежуточных значениях температуры.

Однако увеличение числа ступеней не всегда приводит к росту КПД, так как сопровождается дополнительными потерями, обусловленными реализацией более сложной конструкции. В связи с этим наиболее распространены двухступенчатые машины, значительно реже используются трехступенчатые. Попытки создания четырехступенчатых машин пока не привели к положительному результату. В лучших моделях многоступенчатых машин получают 5,7–8 К.

В теории Шмидта расчет двухступенчатой ГKM формально приводится к расчету одноступенчатой. При этом обе полости расширения заменяются одной с объемом $V_{\text{пр}} = V_{\text{М}} + V_{\text{Е}}$, а ее условная температура $T_{\text{пр}}$ находится из условия равенства масс газа

$$\frac{PV_{\text{пр}}}{RT_{\text{пр}}} = \frac{PV_{\text{М}}}{RT_{\text{М}}} + \frac{PV_{\text{Е}}}{RT_{\text{Е}}},$$

откуда:

$$\frac{1}{T_{\text{пр}}} = \frac{V_{\text{М}}}{V_{\text{М}} + V_{\text{Е}}} \cdot \frac{1}{T_{\text{М}}} + \frac{V_{\text{Е}}}{V_{\text{М}} + V_{\text{Е}}} \cdot \frac{1}{T_{\text{Е}}},$$

параметры τ и W находятся из выражений $\tau = \frac{T_{\text{с}}}{T_{\text{пр}}}$, $W = \frac{V_{\text{с}}}{V_{\text{М}} + V_{\text{Е}}}$.

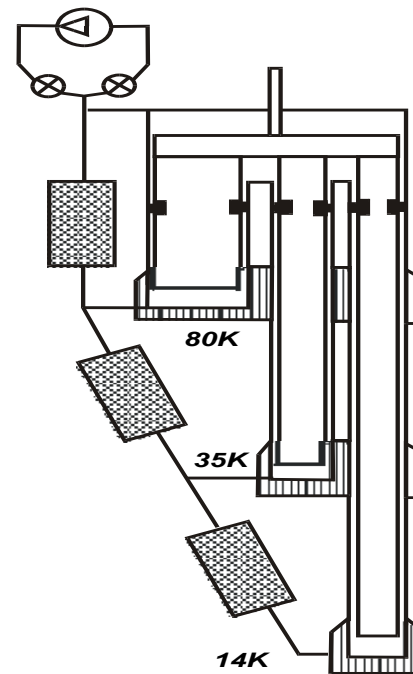


Рис. 3.30. Трехступенчатая машина Гиффорда – Мак-Магона

Холодопроизводительность по ступеням

$$Q_M = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \bar{p} \cdot V_M \cdot \frac{\delta \cdot \sin \Theta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}, \quad Q_E = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \bar{p} \cdot V_E \cdot \frac{\delta \cdot \sin \Theta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}. \quad (3.39)$$

В остальном расчет двухступенчатой машины не отличается от расчета одноступенчатой.



Лекция №12

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ГКМ

Регенераторы

Типы насадок регенератора. На первых машинах применена проволочная насадка, изготовленная в виде «путанки». Насадка этого вида разработана в результате многолетних и кропотливых исследований. В настоящее время наиболее распространена насадка другого вида – из проволочных сеток; она позволила в значительной степени упростить технологию изготовления регенератора и несколько повысить его эффективность за счет более равномерного (по сравнению с путанкой) распределения металла по объему аппарата.

Сетки изготовляют из мягкой отожженной проволоки. Для регенераторов ступеней охлаждения применяют сетки из фосфористой бронзы, для высокотемпературных регенераторов – из никеля.

Рассмотрим основные геометрические характеристики насадок. Пористость $\varepsilon = (V_{\text{рг}} - V_{\text{н}} / V_{\text{рг}} = V_{\text{р}} / V_{\text{рг}})$, где $V_{\text{рг}}$ – геометрический объем регенератора; $V_{\text{н}}$ – объем, занимаемый материалом насадки; $V_{\text{р}}$ – свободный газовый («мертвый») объем регенератора.

Значения ε для насадок определяют исходя из полной массы насадки M и плотности материала $\rho_{\text{н}}$: $\varepsilon = 1 - M_{\text{н}} / \rho_{\text{н}}$. Пористость насадки во многом определяется условиями укладки и сжатия сеток в пакете и составляет для сетчатых насадок 0,66–0,76 м³/м³.

Удельная поверхность теплообмена насадки $S = F_{\text{н}} / V_{\text{рг}}$, где $F_{\text{н}}$ – полная поверхность теплообмена. Для сетчатых насадок с идеальной упаковкой $S = 4(1 - \varepsilon) / d_{\text{пр}}$ и составляет $5 \cdot 10^3 - 40 \cdot 10^3$ м²/м³, где $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки 0,03–0,25 мм. Живое сечение регенератора $f_{\text{р}} = \varepsilon \cdot d_{\text{р}}^2 \pi / 4$, где $d_{\text{р}}$ – диаметр регенератора.

За определяющий геометрический размер насадки принимают эквивалентный диаметр канала $d_{\text{э}} = 4\varepsilon/S$.

Существенным недостатком сетчатых насадок является малая теплоемкость. Объем металла в них составляет около 30 % общего объема. Попытки устранить этот недостаток прессованием и спеканием пакета сеток не привели к успешным результатам. Прессование вызывает резкое увеличение потерь от осевого теплового потока по насадке; возрастает гидравлическое сопротивление; несколько уменьшается теплопередающая поверхность из-за «омертвления» участков проволок на деформированных перекрестьях.

Насадка второго распространенного вида состоит из сферических элементов, засыпаемых в объем корпуса регенератора.

$$d_{\text{ш}} = 0,1-1,75 \text{ мм}; \quad \varepsilon = 0,38 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad S = 2 \cdot 10^3-33 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

По аналогии с сетчатой насадкой эквивалентный диаметр канала насыпной насадки $d_{\text{э}} = 4\varepsilon/S$.

При сравнения характеристик сетчатых и насыпных насадок получаем следующее. В случае применения регенератора с насыпной насадкой теплоемкая масса насадки увеличивается в 4,22 раза. Однако при этом гидравлическое сопротивление аппарата с насыпной насадкой при неизменном диаметре регенератора возрастает в 3,8 раза по сравнению с сетчатой насадкой. При одинаковых гидравлических сопротивлениях и объемах газовых полостей регенераторов с различными насадками увеличиваются $d_{\text{э}}$ и $d_{\text{ш}}$ насыпной насадки, что уменьшает теплообменную поверхность аппарата более чем в 4 раза.

Приведенные примеры показывают, что применение насыпной насадки оправдано лишь в тех случаях, когда недопустимо мала теплоемкая масса регенератора, т. е. в области низких температур. Повышенные потери от гидравлических сопротивлений затрудняют использование насыпных насадок в машинах с большой частотой циклов.

В связи с вышесказанным разрабатывают насадки из сеток, покрытых материалами с высокой удельной теплоемкостью. Теплоемкую массу регенератора составляет слой покрытия, наносимого на поверхность проволок сетки. К наиболее удачным насадкам следует отнести освинцованную сетку. Стандартную латунную или бронзовую сетку после предварительного протравливания электролитически покрывают тонким слоем свинца. Пористость применяемых в ГКМ освинцованных сеток 0,60–0,74.

Материалы насадки. Эффективность регенератора во многом определяется теплоемкой массой насадки $MnCrn$. На рис. 3.31 приведена зависимость удельной теплоемкости различных материалов от температуры. При температурах выше 100 К из многих материалов можно изготавливать насадки с достаточно высоким значением $MnCrn$. При температурах ниже 100 К резко уменьшается удельная теплоемкость – это является одной из основных причин снижения эффективности регенераторов ГКМ, до 30 К наиболее предпочтительные материалы из исследованных – латунь и бронза, а ниже 30 К – свинец. Использование освинцованных сеток в регенераторах позволило достичь температуры охлаждения 10 К. Машины с низкотемпературным участком регенератора из свинцовой дроби стабильно работают при температуре 7,5 К.

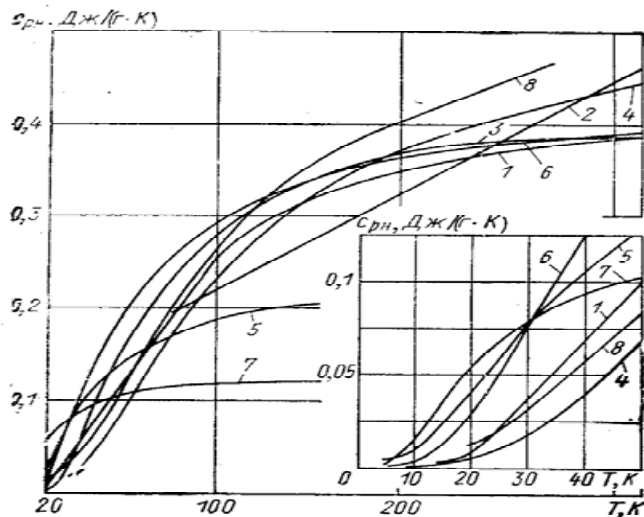


Рис. 3.31. Зависимости теплоемкости различных материалов от температуры

качестве теплоемкой массы регенератора гелия вследствие возрастания объемной теплоемкости гелия с понижением температуры. Работы проводят в двух направлениях: создание теплоемкой массы за счет сорбции гелия на элементах насадки; использование объемов с гелием, изолированных от рабочего объема машины. Так, известны конструкции регенераторов с насадкой из активированного угля, сорбирующего гелий.

Известны низкотемпературные регенераторы, в которых в качестве насадки использованы полые угольные шарики, заполненные гелием. Диаметр шариков насадки от 5 до 150 мкм при толщине стенки 1–2 мкм, обеспечивающей необходимую механическую прочность насадки. Большой механической прочностью обладает насадка из свитых в спираль тонкостенных металлических труб с оребрением, соединенных между собой капиллярами и заполненных гелием под высоким давлением.

В теплоиспользующих машинах горячий конец высокотемпературного регенератора работает при температуре, близкой к максимальной температуре цикла (выше 1 000 К). Применение сетчатой насадки из меди и ее сплавов недопустимо из-за потери прочности этих материалов. На практике достаточно хорошо зарекомендовала себя стандартная сетчатая насадка, выполненная из никеля или коррозионностойкой стали.

При низких температурах можно использовать для насадки ртуть. Теплоемкость ртути превышает теплоемкость свинца при температуре 30 К на 11 %, а при 10 К – в 2 раза, поэтому при температурах ниже 20 К рекомендуют насадку из амальгамы в виде дроби, отрезков проволоки или штампованной фольги. Наиболее перспективна литиевая амальгама с 0,2–2 % лития.

При низких температурах (ниже 14К) весьма перспективно использование в

Конструкции регенераторов ГKM. На практике широко используют три варианта конструктивного размещения регенератора в ГKM. Выносной регенератор (рис. 3.32, а) прост в изготовлении, позволяет выполнить высокоэффективные холодильники и теплообменники нагрузки с развитой поверхностью теплообмена, поскольку их также можно изготовить выносными. Однако недостатком конструкции являются: увеличение размеров и массы низкотемпературной части ГKM, значительные мертвые объемы машины и потери от тепловых потоков из окружающей среды. Этот вариант особенно важен для машин теплоиспользующих, поскольку позволяет решить проблему подвода теплоты на высокотемпературном уровне.

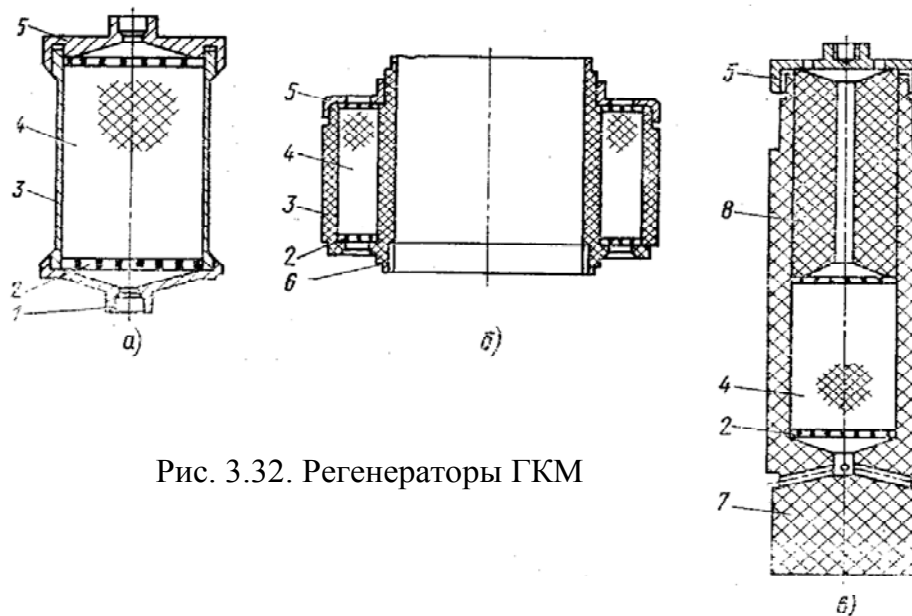


Рис. 3.32. Регенераторы ГKM

Регенератор можно выполнить неразборным и разборным. Корпус (обечайку) регенератора обычно изготавливают тонкостенным из коррозионностойкой стали типа 12X18H10T.

Вариант кольцевого размещения регенератора вокруг цилиндра машины (рис. 3.32, б) позволяет существенно уменьшить размеры низкотемпературной части ГКМ, но он конструктивно более сложен. Внутренняя и наружная втулки регенератора, выполненные из материала с низкой теплопроводностью, например из текстолита, образуют корпус регенератора, в котором размещена насадка. После укладки насадки устанавливают крышки, и регенератор надевают на цилиндр машины. При этом требуется установка уплотнительных элементов для исключения перетечек рабочего газа между втулками и цилиндром.

Наиболее распространен вариант размещения регенератора внутри вытеснителя ГКМ (рис. 3.32, в). В микрокриогенной технике такой вариант конструктивного решения позволил существенно уменьшить поперечные размеры низкотемпературной части машины. Его можно использовать также в стационарных машинах малой и средней холодопроизводительности. В настоящее время наименее долговечные узлы машин уплотнения. Для увеличения срока службы вынуждены уменьшать число циклов, ход поршня и вытеснителя. И то, и другое приводит к увеличению их диаметров, поэтому существует реальная возможность обеспечить рациональные размеры регенератора, расположенного внутри вытеснителя или поршня, при холодопроизводительности машины до 500 Вт на уровне 77 К (при обычных конструктивных схемах машин). Рассмотрим некоторые осложнения, возникающие при размещении регенератора в вытеснителе. Они определяются прежде всего трудностью создания холодильников и нагревателей с ограниченными поперечными размерами с необходимой поверхностью. Увеличение поперечных размеров холодильников и нагревателей приводит к резкому возрастанию объемов соединительных каналов.

Аппараты внешнего теплообмена

Типы и особенности конструкции. К аппаратам внешнего теплообмена относятся холодильники, теплообменники нагрузки и нагреватели, т. е. аппараты, обеспечивающие связь машины с внешними тепловыми источниками. В холодильниках теплота отводится от циркулирующего в машине рабочего газа в окружающую среду. Теплообменники нагрузки и нагреватели предназначены для подвода теплоты в цикл: в первых – теплота подводится от охлаждаемого объекта при низкой температуре, во вторых – от источников теплоты высокого потенциала.

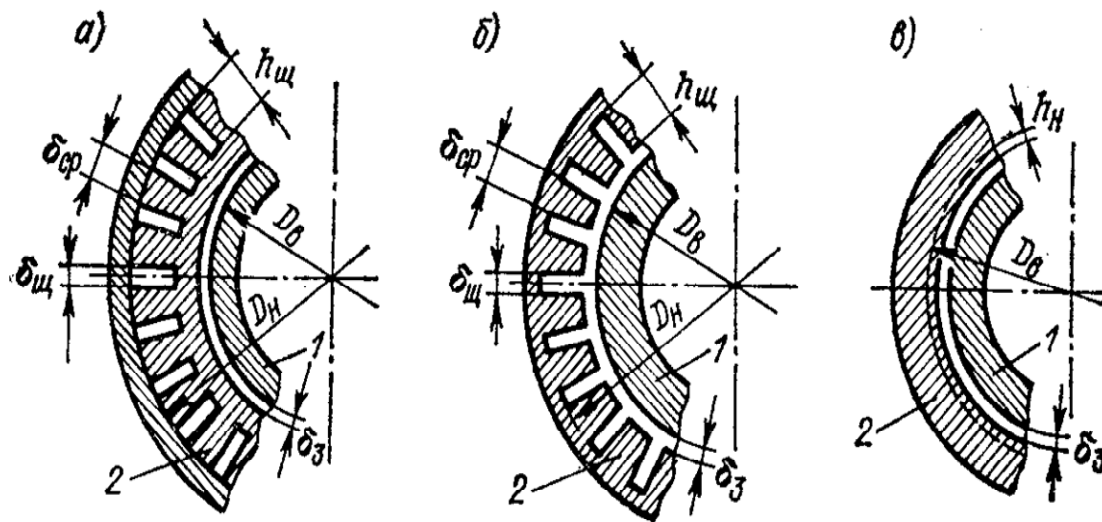
Особенности конструкции АВТ определяются прежде всего тем, что аппарат является непосредственным элементом машины. Внутренний объем аппарата – это составная часть рабочего объема ГKM. При выборе внутренней теплообменной поверхности приходится искать компромиссное решение, позволяющее обеспечить приемлемую эффективность аппарата при допустимых значениях его «мертвого» объема и гидравлического сопротивления. Возникают большие трудности при одновременном стремлении к компактной внутренней поверхности и разветвленной внешней теплопередающей поверхности.

Холодильники. В первых ГKM Стирлинга в качестве холодильника использовали трубчатый аппарат. В настоящее время холодильники такого типа применяют в ГKM большой холодопроизводительности. Конструктивно внутренняя втулка холодильника используется как часть цилиндра, в котором движется вытеснитель, при этом уплотнительное кольцо последнего трется по втулке. Теплота трения уплотнения вытеснителя и часть теплоты сжатия в компрессорной полости отводятся через стенки втулки к воде. Вода подается в нижнюю часть холодильника, омывает трубки и выходит из верхней части. Для равномерного обтекания трубок водой установлена распределительная перегородка.

При тепловой нагрузке на аппарат не более 1 кВт широко используют щелевые теплообменники. Их применяют в качестве не только холодильников и нагревателей, но и теплообменников нагрузки. Преимущества аппарата очевидны: сравнительно простая технология изготовления, компактность при развитой поверхности теплообмена, относительно небольшие «мертвые» объемы, удобство соединения с другими аппаратами и узлами машины.

Основной деталью щелевого холодильника (рис. 3.33) является толстостенная втулка, выполненная из материала с высокой теплопроводностью, например из меди. На внутренней или наружной поверхности втулки нарезаны пазы, по которым циркулирует рабочий газ. Пазы либо фрезеруют, либо получают электроэрозионным способом (при малой ширине паза). Теплообменная поверхность со стороны рабочего газа определяется числом и размерами пазов. В настоящее время щелевые теплообменники обычно выполняют с пазом шириной $\delta_{\text{ш}} = 0,15\text{--}0,5$ мм, глубиной $h_{\text{ш}} = 2\text{--}8$ мм. Меньшие размеры паза характерны для микроГКМ, большие – для крупных машин.

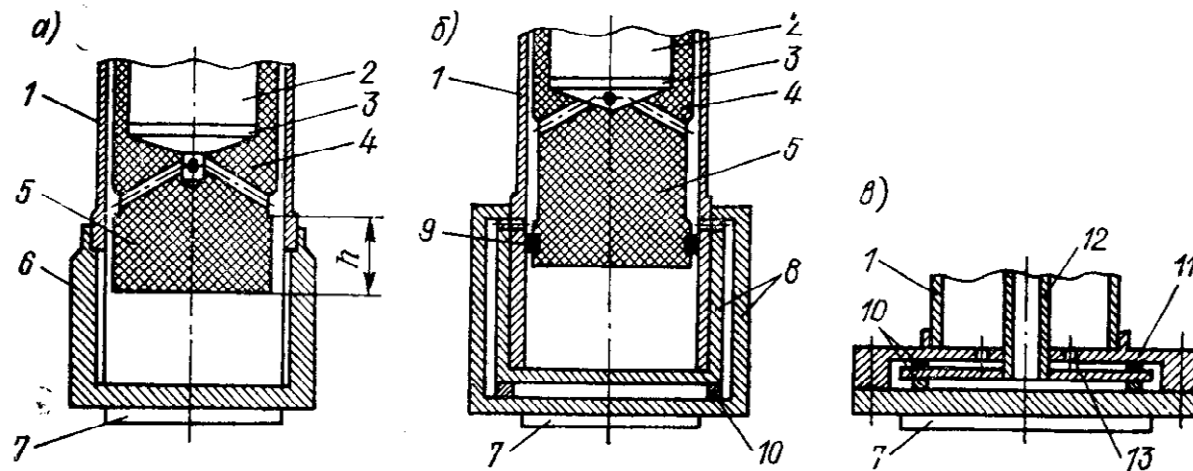
В большей части конструкций щелевых холодильников внутри аппарата запрессована втулка цилиндра, по которой скользят уплотнения вытеснителя. Есть конструкции машин, в которых внутри фрезерованной втулки холодильника перемещается вытеснитель. В этом случае $\delta_3 < 0,5 \delta_{\text{ш}}$ (см. рис. 3.33, б), иначе резко снижается эффективность теплообмена рабочего газа с внутренней теплопередающей поверхностью холодильника. Наружная поверхность втулки щелевого холодильника снабжена ребрами и закрыта обечайкой. Высота ребер 6–8 мм, толщина – от 2 до 3 мм.



На двух диаметрально противоположных участках ребер выполнены лыски. В этих местах устанавливают патрубки для подвода и отвода охлаждающей воды или воздуха.

В зависимости от мощности машины выбирают тип наружного охлаждения холодильника (рис. 3.34). В настоящее время воздушное охлаждение применяют в ГKM с мощностью привода, не превышающей 1 кВт.

Удовлетворительный результат получают при использовании принудительного воздушного охлаждения и скорости движения воздуха, соответствующей коэффициенту теплоотдачи порядка $0,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Мощность привода вентилятора, прокачивающего воздух через межреберное пространство холодильника, составляет 25–30 % мощности привода машины. При этом температурный напор между стенкой и воздухом составляет 15–20 К. Следовательно, минимальная температура газа в щелевом холодильнике на 30–50 К выше температуры воздуха, поступающего на охлаждение. Для крупных ГKM рационально также охлаждение с помощью замкнутых жидкостных контуров.



Теплообменники нагрузки. Конструкция АВТ во многом определяется схемным решением ГKM (расположение регенератора внутри или вне вытеснителя), назначением машины, способом соединения ее с объектом криостатирования. На практике нашли применение трубчатые и щелевые теплообменники нагрузки. В последнем случае пазы выполняют как на внутренней, так и на внешней теплопередающей поверхности, т. е. теплота может подводиться от объекта к рабочему газу через наружную или внутреннюю поверхность аппарата.

В микрокриогенных машинах наибольшее распространение получили конструкции, в которых теплообменник является частью цилиндра. Низкотемпературная часть машины представляет собой тонкостенный цилиндр из материала с низким коэффициентом теплопроводности (коррозионно-стойкая сталь), который вставлен в толстостенную втулку - теплообменник нагрузки. Регенератор расположен внутри вытеснителя, на холодном конце которого установлена наставка. Рабочий газ вытекает из регенератора через отверстия в вытеснителе в кольцевой коллектор и равномерно распределяется по кольцевому зазору между наставкой и толстостенной втулкой.

Конструкция теплообменника позволяет сравнительно просто увеличить теплообменную поверхность со стороны рабочего газа нарезанием на внутренней поверхности втулки осевых пазов или нанесением на втулке искусственной шероховатости, например резьбовых канавок. При этом, как и для холодильников, необходимо, чтобы $\delta_3 = (0,5-0,8) \delta_{щ}$.

Особенностью работы щелевого теплообменника, показанного на рис. 3.34а, является то, что интенсивный теплообмен происходит только на участке поверхности, противостоящей наставке вытеснителя. Коэффициент теплоотдачи между рабочим газом и втулкой в зазоре в 2-3 раза превышает коэффициент теплоотдачи от стенок к газу в машинах без наставки.

Известны многочисленные конструктивные решения теплообменников нагрузки, позволяющих уменьшить перепад температур между криостатируемым устройством и рабочим газом машины; в значительной степени развить теплопередающую поверхность. Примеры конструктивных схем теплообменников представлены на рис. 3.34 б и в. В первой схеме развитая теплообменная поверхность выполнена вокруг холодной полости машины, во второй - непосредственно на торце цилиндра, на котором установлен объект криостатирования. Однако реализация этих решений сопряжена с установкой дополнительных уплотнений, а в некоторых случаях и самодействующих клапанов в низкотемпературной зоне, что вызывает снижение надежности машин.

В ГКМ с регенераторами, установленными вне вытеснителя, щелевые теплообменники нагрузки применяют при холодопроизводительности менее 1 кВт. Конструкции их близки к конструкциям холодильников. Основные отличия от последних вызваны спецификой теплообмена с объектом криостатирования, т. е. могут отличаться формой внешней теплопередающей поверхности. При холодопроизводительности, превышающей 1 кВт, применяются трубчатые конструкции теплообменников нагрузки.

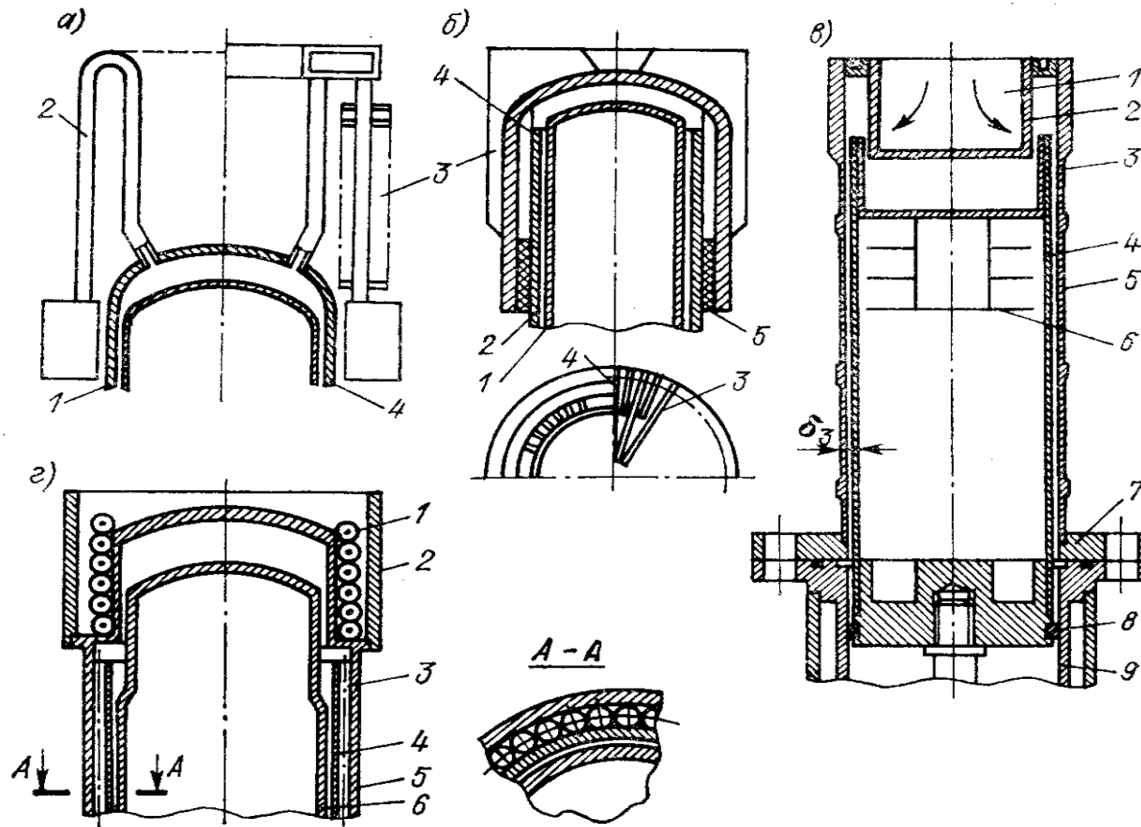
Нагреватели. Эффективность подвода теплового потока высокого потенциала оказывает определяющее влияние на КПД тепло-использующих ГКМ. При их разработке и конструировании возникают дополнительные трудности. Прежде всего ограничен выбор конструкционных материалов. Для изготовления нагревателей можно использовать лишь те металлы, которые способны длительное время работать при температурах 1 000–1 300 К. Эти металлы менее технологичны и обладают более низким коэффициентом теплопроводности; и то, и другое затрудняет создание достаточно разветвленной теплопередающей поверхности. Зоны местного перегрева являются основной причиной аварийных ситуаций. В связи с этим приходится ограничивать глубину канавок и высоту ребер поверхностей, обращать особое внимание на равномерность распределения расхода рабочего газа по каналам теплообменника.

В качестве источников теплоты высокого потенциала используют газовые нагреватели, радиоактивные изотопы, солнечные концентраторы и т. д. Естественно, источник тепла высокого потенциала во многом предопределяет конструктивное решение аппарата.

Газовые нагреватели предназначены для передачи тепла от продуктов сгорания жидкого или газообразного топлива. Их выполняют двух типов: трубчатые и щелевые. На рис. 3.35 представлены конструкции высокотемпературных вытеснительных узлов, выполняющих роль компрессора.

Трубчатые нагреватели (рис. 3.35а) представляют собой пучок изогнутых трубок, связывающих регенератор с крышкой на торце «горячего» цилиндра. Их преимущество заключается в том, что тепло от продуктов сгорания непосредственно передается рабочему газу через тонкую стенку трубки. А так как коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубок в несколько раз выше, чем на наружной, то температура стенки близка к температуре рабочего газа, т. е. рассматриваемые нагреватели позволяют приблизить температуру в цикле машины к максимально допустимой для материала стенки. Реализация этого преимущества возможна при соблюдении следующих условий: равномерности распределения расхода рабочего газа по трубам, идентичности смывания наружной поверхности трубок продуктами сгорания.

Щелевые нагреватели обычно имеют ребристую наружную поверхность. Конструкция, представленная на рис. 3.35, в, была разработана для малого двигателя Стирлинга ($d_{Ц} < 50$ мм), а затем применена в теплоиспользующих машинах. В качестве источника теплоты высокого потенциала может быть использована кассета с радиоактивными изотопами, расправленный солнечным концентратором металл, камера сгорания органического топлива и т. д. Нагреватель является типичным щелевым теплообменником, теплообменная поверхность со стороны газа которого образована боковыми стенками стаканов крышек цилиндра и вытеснителя.



Представленная конструкция вытеснительного узла имеет две особенности. Первая заключается в том, что роль регенератора выполняют боковые стенки вытеснителя и цилиндра. Вторая особенность заключена в установке экранов в вытеснителе для уменьшения потерь от лучистого и конвективного теплообмена, что позволяет существенно уменьшить массу вытеснителя и повысить эффективность узла.

На рис. 3.35, г приведена конструкция высокотемпературного вытеснительного узла с наружным расположением источника теплоты высокого потенциала, в качестве которого применен электроподогреватель. Обязательным элементом конструкции является толстостенный экран, с помощью которого удастся обеспечить эффективную тепловую изоляцию высокотемпературной зоны, на 50–70 % увеличить удельный тепловой поток на внутренней поверхности нагревателя. Особенностью регенератора высокотемпературной зоны является использование в качестве теплообменной насадки большого числа тонкостенных капиллярных трубок ($d_{\text{вн}} = 0,3$ мм, $d_{\text{нар}} = 0,56$ мм) из коррозионностойкой стали, установленных между неподвижной втулкой и корпусом цилиндра.

Важной задачей конструирования высокотемпературной зоны теплоиспользующих машин является расчет и выбор эффективной теплоизоляции. Теплоизоляция должна обладать высокими огнеупорностью и термостойкостью, хорошими теплоизоляционными свойствами, легко дегазироваться и при работе машины не вносить в вакуумное пространство высокотемпературной зоны вредных загрязняющих элементов. Наилучшей является экранно-вакуумная теплоизоляция.

Потери холодопроизводительности в ГКМ

Цель термодинамического анализа реальных циклов – не столько определение значений составляющих потерь в реальных процессах от того или иного вида необратимости, сколько определение условий, при которых суммарное отрицательное влияние потерь на эффективность машины минимально. Термодинамическое совершенство криогенной машины зависит не только от потерь в реальных процессах внутри машины (внутренние потери), но и от потерь при передаче тепла к источникам энергии (внешние потери) [22].

Полезную холодопроизводительность ГКМ Q_0 определяют как разность теоретической холодопроизводительности ее расчетного цикла Q_0^p и суммы потерь: $Q_0 = Q_0^p - \Sigma \Delta Q_{\text{п}}$.

За расчетный цикл ГКМ принимают ее идеальный цикл в температурных границах внешних источников тепла T_c и T_e .

Сумма потерь $\Sigma \Delta Q_{\text{п}} = \Delta Q^{\text{н}} + \Delta Q^{\text{г}} + \Delta Q^{\text{т}} + \Delta Q^{\text{в}} + \Delta Q^{\text{н}}$, где $\Delta Q^{\text{н}}$, $\Delta Q^{\text{г}}$, $\Delta Q^{\text{т}}$, $\Delta Q^{\text{в}}$, $\Delta Q^{\text{н}}$ - потери холодопроизводительности соответственно от неэффективности теплообмена в регенераторе, вследствие гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов, от перетечек тепла по мостам, от переноса тепла вытеснителем, неучтенные потери, в том числе из-за перетечки в уплотнении вытеснитель – цилиндр, излучения и др.

$$\Delta Q^H = (1 - \eta_p) Q_p, \quad (3.40)$$

где η_p – КПД регенератора; Q_p – тепловая нагрузка регенератора.

При определении КПД регенератора можно использовать уравнение

$$1 - \eta_p = \frac{1}{\Lambda + 1} + \frac{1}{9\Gamma^2} \quad (3.41)$$

где Λ и Γ , – обобщенные безразмерные параметры, выведенные Гаузенгом и названные соответственно приведенной длиной и приведенной теплоемкостью.

$$\Lambda = \alpha F / M C_p ; \Gamma = m_n C_n / M C_p \tau,$$

где M, C_p – расход и теплоемкость рабочего газа; $m_n C_n$ – масса и теплоемкость материала насадки; τ – время одного полуцикла.

В уравнении первое слагаемое правой части учитывает потери в регенераторе, обусловленные разностью температур газа и насадки, а второе слагаемое – потери, обусловленные колебаниями температуры насадки.

Несмотря на то, что приведенные зависимости не полностью отражают существо действительных процессов в регенераторах, выражения широко применяют в расчетах ГКМ, так как они позволяют относительно просто выявить зависимость потерь в регенераторе от конструктивных соотношений машины.

При расчетах регенераторов для оценки коэффициентов теплоотдачи α от газа к насадке применяют эмпирические зависимости.

Тепловая нагрузка регенератора

$$Q_p = M_{cp} \Delta t = M_{cp} C_p (T_c - T_E), \quad (3.42)$$

где M_{cp} – расход газа в среднем сечении регенератора; Δt – разность энтальпий рабочего газа на концах регенератора.

Ошибка в определении среднего расхода мало сказывается на величине погрешности определения потерь от недорекуперации (доля ее не превышает 10 %). Основной причиной погрешностей при определении потерь от недорекуперации является погрешность в определении коэффициента теплоотдачи в регенераторе.

Гидравлическое сопротивление газового тракта ГKM определяется в основном сопротивлением регенератора и в меньшей степени сопротивлением концевых теплообменников.

В первом приближении уменьшение холодопроизводительности за счет гидравлических сопротивлений можно определить как

$$\Delta Q^r = \oint \Delta p' dV_E ,$$

где Δp – разность давления в цилиндре расширения реальной ГKM и давления $p_{ид}$ в ее идеальной изотермической модели.

Увеличение потребляемой в цикле мощности $\Delta N^r = \Delta Q^r$.

В ГKM большой холодопроизводительности ($Q_E > 50$ Вт) на азотном уровне температур потерями от теплопритоков можно пренебречь. С понижением холодопроизводительности и температуры охлаждения доля этих потерь возрастает и может достигать значений, сравнимых с полезной холодопроизводительностью машины. Величину этих потерь определяют по зависимости

$$\Delta Q^r = \sum \frac{\lambda_i}{\ell_i} F_i \Delta T_i ,$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности материала; ℓ_i – длина теплового моста; F_i – площадь поперечного сечения теплового моста; ΔT_i – разность температур на концах теплового моста. К потерям по тепловым мостам относят и теплоприток по насадке регенератора

$$\Delta Q^m = (\lambda_3 / l) F \Delta T, \quad (3.43)$$

где λ_3 – эффективный коэффициент теплопроводности насадки. Для тонких стандартных сеток (диаметр проволоки 0,03–0,07 мм) эффективный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_3 = \frac{n\delta}{a} + \frac{\lambda_r}{\varepsilon}, \quad (3.44)$$

где n – число контактов на 1 м² поверхности сетки; δ – толщина сетки; a – коэффициент температуропроводности материала насадки; λ_r – коэффициент теплопроводности рабочего тела; ε – пористость насадки.

Теплопередача при возвратно-поступательном движении представляет собой одну из форм конвективного теплообмена, наблюдаемого при движении вытеснителя в цилиндре. При этом по длине вытеснителя и цилиндра устанавливается градиент температур, вызывающий перенос тепла в холодную зону и обусловленный: теплопроводностью стенок цилиндра и вытеснителя; теплопередачей между цилиндром и вытеснителем под действием конечной разности их температур (величина этой разности является переменной в связи с возвратно-поступательным движением вытеснителя); движением газа в зазоре. Перенос тепла теплопроводностью газа в зазоре с достаточной точностью описывается уравнением Фурье. Если распределение температуры вдоль цилиндра заметно не отклоняется от линейного, то потери от теплопроводности при заданной геометрии легко оценить и суммировать с другими потерями. Основные потери, связанные с переносом тепла вытеснителем обусловлены теплопередачей между цилиндром и вытеснителем. Упрощающие допущения: распределение температур вдоль цилиндра и вытеснителя линейное; перенос тепла в осевом направлении теплопроводностью не влияет на теплоперенос из-за возвратно-поступательного движения; режим течения газа в зазоре ламинарный; теплоемкость газа в зазоре мала в сравнении с теплоемкостью стенок цилиндра и вытеснителя; теплофизические свойства материалов и газа постоянны

$$\Delta Q^B = \pi \lambda_T D_B S_B^2 (T_T - T_x) / 8 \delta \ell, \quad (3.45)$$

где λ_T – коэффициент теплопроводности газа, δ – радиальный зазор между вытеснителем и его цилиндром, ℓ и S_B – длина и ход вытеснителя.

Величина неучтенных потерь ΔQ^n существенным образом определяется потерями холода от перетечек через уплотнения.

Так как в большей части конструкций микроохладителей давления над и под вытеснителем различаются только на величину гидравлических сопротивлений, представляет интерес оценка возможности использования в вытеснителях лабиринтных уплотнений. При перетечке через лабиринтное уплотнение газ обменивается теплом с окружающими стенками, при поступлении в холодную полость охлаждается в зазоре, при оттоке из холодной полости подогревается, отдавая часть выносимого холода стенкам в зазоре.

$$\Delta Q^{ny} = C_p (T_T - T_x) (\Delta M_1 + \Delta M_2) a_n, \quad (3.46)$$

где ΔM_1 , ΔM_2 – количество газа, переталкиваемого соответственно в прямом и обратном направлениях, T_T , T_x – температура соответственно над и под вытеснителем (холодной и теплой зон), C_p – теплоемкость газа, $a_n = 0,2-0,3$ – коэффициент подогрева.

Потери холодопроизводительности, обусловленные несовершенством теплообмена с окружающей средой, приводят к дополнительному снижению эффективности ГKM.

Как известно, теплообмен в концевых теплообменниках (холодильнике и теплообменнике нагрузки) и рабочих цилиндрах машины характеризуется перепадом температур между рабочим газом и внешними источниками тепла. Это приводит к снижению КПД реального цикла ГKM в сравнении с идеальным циклом, так как отношение температур в цикле реальной машины всегда больше, чем в цикле ее идеального прототипа.

Это позволяет при анализе источников и величин погрешностей определения полезной холодопроизводительности ГKM вместо понятия «погрешность вычисления потерь холодопроизводительности от неидеальности теплообмена в концевых теплообменниках и цилиндрах» оперировать понятием «погрешность вычисления теоретической холодопроизводительности из-за неточного определения действительных температурных границ цикла».

Если теоретический цикл с изотермическими процессами в рабочих цилиндрах рассматривать в температурных границах между средними температурами рабочего тела в цилиндрах, то величину потерь холодопроизводительности от неидеальности теплообмена в теплообменниках и цилиндрах можно вычислить как

$$\Delta Q_0^p = Q_0^T - Q_0^p, \quad (3.47)$$

где Q_0^p – расчетная холодопроизводительность теоретической модели ГKM, работающей в реальных температурных границах, или располагаемая холодопроизводительность расчетного цикла ГKM, Q_0^T – холодопроизводительность теоретического цикла в температурных границах внешних источников тепла.

Потери потребляемой мощности. К таким потерям мощности в ГКМ относятся потери на трение в узлах механизма движения, а также в уплотнениях поршня, вытеснителя и штока, потери за счет гидравлических сопротивлений в аппаратах.

Как показали экспериментальные исследования, суммарные потери на трение в ГКМ микрокриогенных систем велики и достигают 50 % всей подводимой к валу машины мощности. Это объясняется тем, что в микроохладителях во избежание загрязнения аппаратов жидкостную смазку не применяют, а используемые в парах сухого трения материалы характеризуются значительно большими коэффициентами трения.

Мощность $N_{тр}$, затрачиваемую на преодоление сил трения между уплотнительным кольцом и цилиндром, определяют по формуле

$$N_{тр} = F_{ср} \cdot L \cdot n, \quad (3.48)$$

где $F_{ср}$ – средняя сила трения; L – ход вытеснителя; n – частота вращения приводного вала.

Сила трения зависит от циклически изменяющегося перепада давления, переменного коэффициента трения и усилия экспандера. На практике величину $F_{тр}$ определяют по эмпирическим зависимостям.

Относительные значения составляющих потерь холодопроизводительности меняются в широких пределах в зависимости от конструкции микроохладителя, температурного уровня, режима его работы.

Стыковка ГКМ с объектами охлаждения и отвод тепла от ГКМ. Обладая рядом преимуществ перед другими системами, установки на базе ГКМ имеют существенный недостаток – необходимость размещения всей установки вблизи охлаждаемого объекта, что требует принятия конструктивных мер по снижению влияния вибраций машины и радиопомех. От правильного решения этой задачи в большой степени зависит возможность реализации преимуществ ГКМ.

На рис. 3.36–3.37 приведены возможные схемы стыковки ГКМ с объектами охлаждения. Эти схемы условно можно разбить на две группы: с передачей тепла от охлаждаемого объекта к холодному цилиндру ГКМ теплопроводностью без вспомогательных теплоносителей (рис. 3.36) и с охлаждением объекта с помощью промежуточного теплоносителя (рис. 3.36, 3.37).

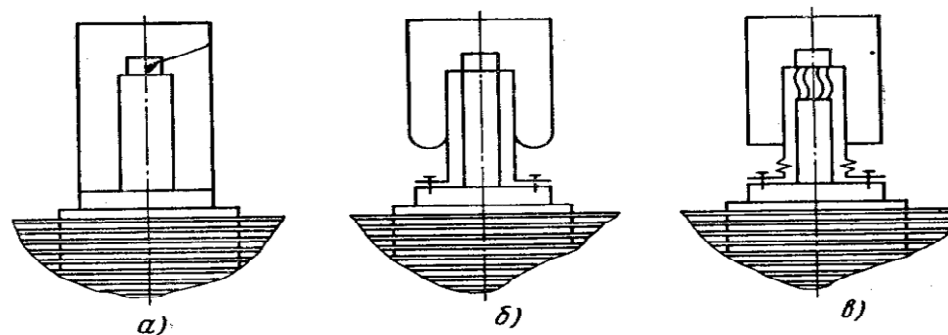


Рис. 3.36. Схемы стыковки ГКМ с объектами охлаждения

Способ сопряжения ГКМ с охлаждаемым объектом должен удовлетворять ряду требований, некоторые из которых противоречивы: минимальные потери холодопроизводительности, минимальное влияние вибраций машины на эксплуатационные параметры объекта, надежная теплоизоляция, минимальные охлаждаемые массы для сокращения времени выхода на режим, удобство монтажа и демонтажа машины и т. п.

Ни одна из приведенных схем, естественно, не удовлетворяет всем требованиям одновременно, поэтому следует выбирать способ стыковки, в наибольшей степени соответствующий основным требованиям конкретного объекта охлаждения.

Наиболее простая схема, где объект охлаждения крепится непосредственно на торце холодного цилиндра ГКМ представлена на рис. 3.36а. В этом случае объект 1 и ГКМ имеют общую вакуумную изоляцию, что позволяет максимально использовать холодопроизводительность машины. Недостатки этой схемы – передача вибраций от холодного цилиндра ГКМ к объекту охлаждения и необходимость размещения машины в непосредственной близости от объекта.

В варианте с автономным криостатом (рис. 3.36 б, в) упрощаются монтаж и демонтаж в процессе эксплуатации, облегчается организация производственного цикла (возможно раздельное изготовление ГKM и объекта охлаждения), проще обеспечивается надежная вакуумная изоляция, однако появляются дополнительный теплоприток по элементам конструкции криостата и дополнительное термическое сопротивление в контактной зоне.

При механическом соединении объекта с ГKM установлены следующие качественные закономерности:

- термическое сопротивление контакта снижается с увеличением нагрузки на соприкасающиеся поверхности линейно для высокотвердых и малотеплопроводных металлов и экспоненциально для мягких и высокотеплопроводных металлов (алюминий, медь, бронза);

- термическое сопротивление контакта снижается с уменьшением шероховатости контактных поверхностей;

- термическое сопротивление контакта можно уменьшить введением в контактную зону прослойки из мягких материалов, порошков, масел и других материалов с высокой теплопроводностью.

Экспериментально показано, что для пары медь-медь в вакууме при температуре 30–80 К и тепловых потоках до 10 Вт/см² необходимо создавать удельное давление 1,5–2,0 МПа.

Проведены эксперименты с различными межконтактными средами: глицерин, касторовое масло, вакуумная смазка, серебро.

Наилучшая тепловая проводимость была достигнута при введении в межконтактную зону глицерина и касторового масла. Температурный перепад в зоне контакта в этом случае составляет для указанных выше условий 0,2–0,5 К и практически не зависит от усилия сжатия образцов.

С целью вибрационной развязки, а также при необходимости удаления ГКМ от объекта для передачи холода можно использовать гибкие хладопроводы (рис. 3.36 в). Гибкий хладопровод можно применять в схеме как с общей вакуумной изоляцией, так и с отдельным криостатом. Хладопровод должен иметь достаточно высокую теплопроводность и обладать минимальной жесткостью для гашения колебаний головки ГКМ.

Эффективность охлаждения при этом способе передачи холода снижается, так как термическое сопротивление хладопровода создает перепад температур между холодным цилиндром ГКМ и объектом охлаждения, поэтому рабочая температура ГКМ должна быть ниже заданной температуры объекта.

Представляет интерес схема охлаждения объектов газовыми криогенными машинами с использованием криогенных теплопередающих труб. Применение такой схемы для стыковки с объектом охлаждения может обеспечить произвольное рабочее положение охлаждаемого объекта в пространстве, малые габаритные размеры и массу системы охлаждения, возможность вибрационной развязки объекта и машины. Недостаток схемы – ограниченный температурный диапазон работы, обусловленный свойствами применяемых в теплопередающих трубах криогенных жидкостей.

На рис. 3.37 приведена схема сопряжения ГКМ и объекта охлаждения с помощью своеобразной теплопередающей трубки (фитиля). Цилиндр 1 ГКМ входит внутрь корпуса 2 криостата объекта охлаждения, который через сильфон 5 герметично закреплен на корпусе машины.

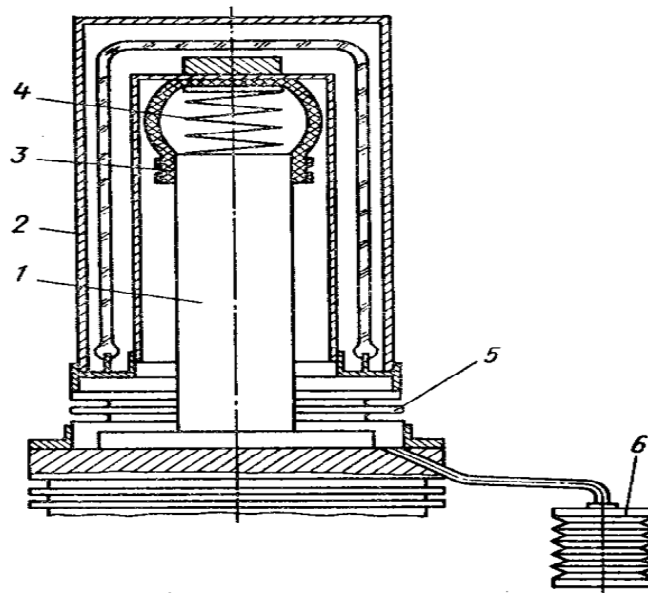


Рис. 3.37. Схема сопряжения ГКМ с объектом охлаждения

Тепловая стыковка подложки осуществляется с помощью капиллярно-пористого гибкого фитиля 3, поджатого пружиной 4. Сжиженный в ГКМ азот под действием капиллярных сил подается к объекту охлаждения. Испарившийся азот вновь конденсируется на цилиндре в ГКМ. Подпитка газом происходит из емкости 6 переменного объема.

В описанной схеме на уровне 80 К при тепловой нагрузке до 3 Вт перепад температур между торцом холодного цилиндра машины и охлаждаемым объектом, как показали эксперименты, не превышает 1,5 К.

Для систем с охлаждением объекта промежуточным теплоносителем наиболее проста схема, приведенная на рис. 3.38а. ГКМ, расположенная непосредственно в криостате охлаждаемого объекта, конденсирует пары криогенной жидкости. Для уменьшения вибраций конструктивная связь криостата с ГКМ может быть выполнена гибкой.

Недостатки этой схемы: возможность охлаждения только таких объектов, у которых рабочая температура совпадает с температурой кипения криогенных жидкостей; сложность использования преимуществ ГКМ, связанных с возможностью ее работы в широком температурном диапазоне; ограничение взаимного расположения ГКМ и объекта охлаждения.

В схеме на рис. 3.38 б конденсируемая ГКМ криогенная жидкость сливается

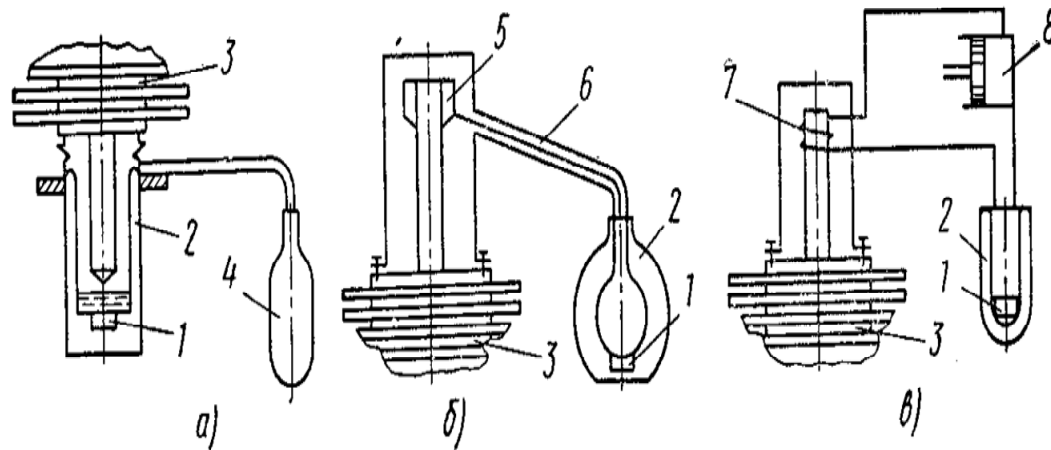


Рис. 3.38. Схемы сопряжения ГКМ с промежуточным теплоносителем

Схему можно применять для охлаждения больших масс, преимущественно в стационарных условиях. Развязка от вибраций обеспечивается, так как объект может быть удален от машинного оборудования.

В схеме на рис. 3.38 в холод передается вспомогательным контуром, в который входят циркуляционный компрессор или баллон с газом (для систем ограниченного срока службы), теплообменники низкотемпературной части ГКМ и объекта охлаждения, циркуляционные теплообменники. Хладагентом в контуре может быть газ или жидкость. Такая схема позволяет охлаждать объекты на большом расстоянии, снижать уровень передаваемых вибраций, охлаждать одновременно несколько объектов на различных температурных уровнях. При реализации этой схемы велики потери холода.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)» (СГАУ)

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ БОРТОВОЙ ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Электронное учебное пособие

САМАРА

2013

УДК 621.3(075)
ББК 31.280.7
Р 248

Авторы:

Благин Евгений Валерьевич
Некрасова Светлана Олеговна
Угланов Дмитрий Александрович
Шиманов Артём Андреевич

Редакторская обработка: Д. А. Угланов

Компьютерная верстка: Д. А. Угланов

Доверстка: Д. А. Угланов

Расчет параметров бортовой дроссельной системы охлаждения [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Е.В. Благин, С. О. Некрасова, Д. А. Угланов, А. А. Шиманов ; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (7,29 Мбайт). - Самара, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В электронном учебном пособии рассмотрено современное состояние развития бортовых систем охлаждения аэрокосмического назначения, а также рассмотрены принципы выбора их типа для обеспечения необходимого температурного режима работы различных устройств и систем на борту ЛА.

Подробно рассмотрены теоретические основы работы дроссельной системы охлаждения замкнутого и баллонного типов, а также рассмотрены вопросы повышения их эффективности.

Электронное учебное пособие предназначено для подготовки специалистов по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Бортовая энергетика» в 6 семестре, специалистов по специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», изучающих дисциплину «Системы охлаждения энергетических установок» в 8 семестре, магистров по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», изучающих дисциплину «Бортовые энергетические системы и установки» в семестре В.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей

© Самарский государственный
аэрокосмический университет 2013

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. ДРОССЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.....	5
1.1 Схема дроссельной СО, энергетический и эксергетический балансы.....	5
1.2 Замкнутые дроссельные системы охлаждения	8
1.3 Баллонные дроссельные системы охлаждения	12
1.4 Дроссельные системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения.....	15
1.5 Схемы и конструкции дроссельных микроохладителей.....	16
1.6 Особенности методики расчёта дроссельных циклов.....	24
1.7 Дроссельные системы для ожижения газов	27
1.8 Рабочий процесс баллонной дроссельной системы.....	32
Глава 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК И РАСЧЁТ ДРОССЕЛЬНЫХ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ	36
2.1 Определение характеристик дроссельной системы охлаждения на базе баллона высокого давления и баллона с криогенной заправкой	36
2.2 Расчёт параметров дроссельной системы охлаждения	43
2.3 Задачи для раздела	50
2.4 Примеры решения задач.....	52
Заключение.....	57
Приложение 1. Исходные данные к заданию 2.....	58
Приложение 2. Т-С-диаграмма состояния азота.....	59
Список литературы.....	60

ВВЕДЕНИЕ

В современных летательных аппаратах авиационного и космического назначения все более широкое применение находят различные оптико–электронные и квантовые системы и устройства навигационного, боевого и научного назначения. Лазерные дальномеры, прицелы, системы наведения, лидары, гироскопы – вот далеко не полный перечень устройств, основным элементом которых является оптико–электронный прибор [1].

Одним из основных элементов оптико–электронных систем (ОЭС) являются инфракрасные приёмники (ИК–приёмники). Высокая эффективность работы ИК–приёмников обеспечивается охлаждением до температуры 77К [2] и ниже. Для этого существуют различные системы и агрегаты, классификация которых представлена в главе 1.

Обеспечение охлаждения до криогенных уровней температуры ИК – приёмников, элементов оптических систем и других устройств, устанавливаемых на летательных аппаратах, – важнейшее требование, предъявляемое многим авиационным и космическим проектам. Существует множество систем охлаждения, разной степени совершенства, которые могут удовлетворить тем или иным техническим требованиям. Основными параметрами, которыми отличаются аэрокосмические системы охлаждения от промышленных или систем наземного применения, являются:

- минимально возможная масса;
- минимально возможная потребляемая мощность,
- высокая надёжность, исключающая необходимость ремонта.

Степень совершенства бортовых систем охлаждения (СО) в значительной мере определяет возможности аэрокосмической техники.

Глава 1. ДРОССЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

1.1 Схема дроссельной СО, энергетический и эксергетический балансы

На рисунке 1.1 показаны схема и процессы в $T-s$ диаграмме, работающей по циклу Линде [17]. Она состоит из следующих основных элементов: I– компрессор, II–холодильник, III– теплообменник, IV– дроссельный вентиль, V– испаритель.

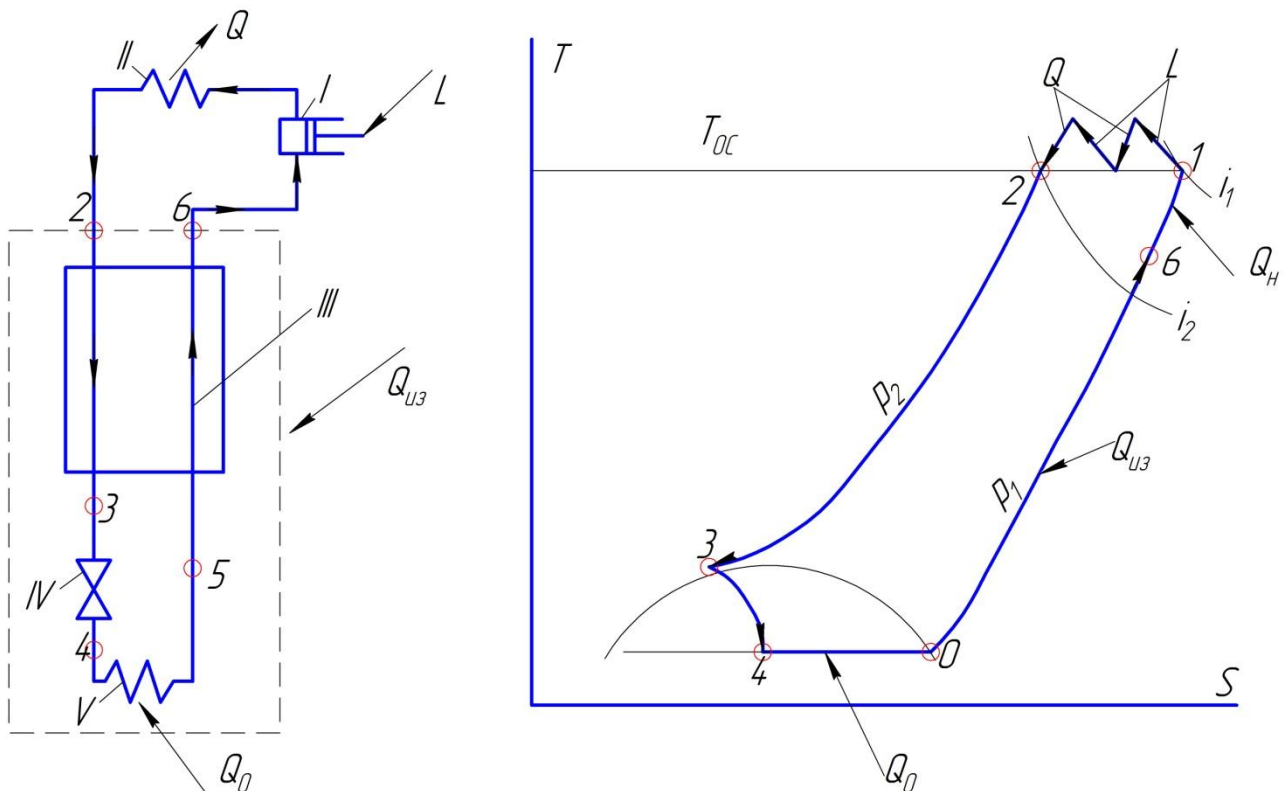


Рисунок 1.1 - Схема и процессы в $T-s$ диаграмме рефрижераторной установки, работающей по циклу Линде

Необходимым условием работы такой установки является наличие положительного дроссель-эффекта при температуре окружающей среды: $\Delta i_T > 0$. Эти циклы называются газо(паро)-жидкостными, так как агрегатное состояние рабочего тела меняется.

Для этого процесса характерно, что давление обратного потока может быть как больше, так и меньше давления окружающей среды, так как процесс по рабочему телу замкнут.

где i_2 и i_6 - соответственно энтальпия газа на входе и выходе из теплообменника;

Q_0 - холодопроизводительность установки;

$Q_{из}$ - теплоприток через изоляцию.

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

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

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

$i_1 - i_6 = \Delta i_{II}$ - потеря холода от недорекуперации газа в теплообменнике,

тогда

$$Q_0 + Q_{из} = G\Delta i_T - G\Delta i_{II}.$$

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

Баланс эксергии установки представляется в виде:

$$Ge_2 = Ge_6 + Q_e + \sum_{T=T_6}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) + \sum D_i.$$

где e_2 и e_6 - соответственно эксергия на входе выходе из теплообменника;

Q_e - приведенная холодопроизводительность;

$\sum_{T=T_6}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e)$ - суммарный приведённый теплоприток через изоляцию;

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

В отличие от энергии, эксергия с потоком газа вводится в систему в большем количестве, чем выводится ($e_2 > e_6$), а разность в подводимой и отводимой эксергии расходуется на получение полезной приведённой холодопроизводительности Q_e , на внутренние потери эксергии $\sum D_i$ и внешние

$\sum D_e$, связанные с теплопритоками через изоляцию $Q_{из}$.

$$Q_e + \sum_{T=T_6}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) + \sum D_i = Ge_2 - Ge_6 = Ge_2 - Ge_1 - Ge_6 + Ge_1,$$

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

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

Тогда

$$Q_e + \sum_{T=T_6}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) = G\Delta e_p - (G\nabla e_n + \sum D_i).$$

Суммарная приведенная холодопроизводительность системы

$Q_e + \sum_{T=T_6}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e)$ равна возрастанию эксергии в компрессоре с холодильником

минус сумма потерь эксергии от недорекуперации (внешние потери) и внутренних потерь.

1.2 Замкнутые дроссельные системы охлаждения

В отдельных случаях применяются дроссельные системы охлаждения с замкнутым циклом, на рисунке 1.3 показана система охлаждения холодопроизводительностью 0.75 Вт.

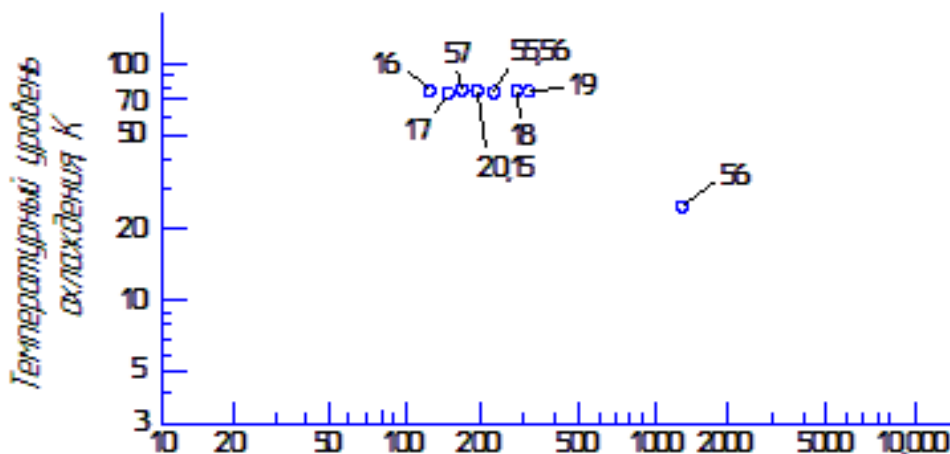
При переходе из точки 4 в 5 (рисунок 1.3) происходит процесс дросселирования.

Точка 5 находится в двухфазной зоне, и тепловыделение охлаждаемого объекта поглощается при испарении частично ожиженного хладагента, что соответствует переходу из точки 5 в 6. Обычно хладагент, например газообразный азот, сжимается приблизительно до 18МПа в многоступенчатом компрессоре. Тепло сжатия отводится с помощью теплообменника внешнего контура охлаждения.

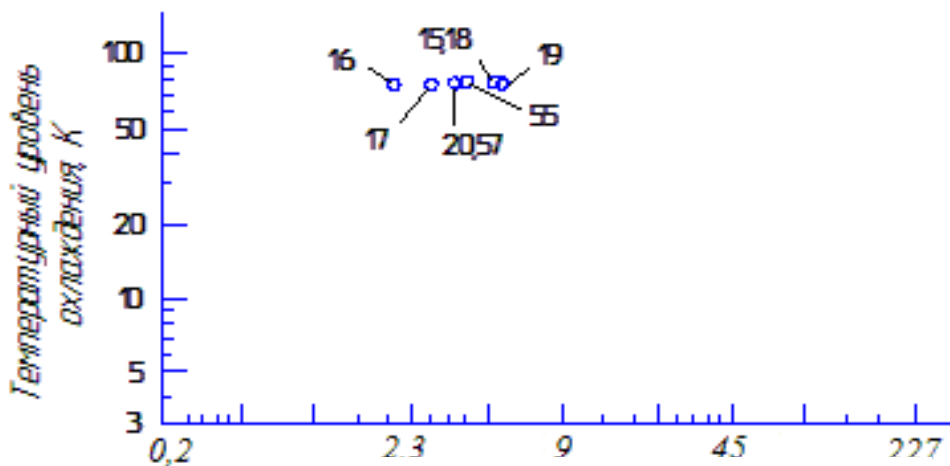
После сжатия очищенный азот высокого давления поступает в миниатюрный противоточный теплообменник, где охлаждается обратным потоком низкого давления. При прохождении через дроссель, температура его

Основное преимущество систем охлаждения с использованием замкнутого дроссельного цикла заключается в том., что компрессор может быть размещён на некотором расстоянии от объекта охлаждения, это представляет большие возможности при компоновке.

Система может обеспечить ресурс безрегламентной работы в интервале от 200 до 500 ч., а с регламентными работами от 1000 до 2000 ч.



Относительная мощность, Вт/Вт



Относительный вес, кг/кг

Рисунок 1.4 – Зависимость мощности и относительной массы от температурного уровня охлаждения для дроссельной системы с замкнутым циклом

Другим преимуществом замкнутой дроссельной системы является то, что температура окружающей среды не оказывает заметного влияния на температурный уровень охлаждения. Кроме того, система может быстро выходить на режим, а именно в течение 3 – 5 мин.

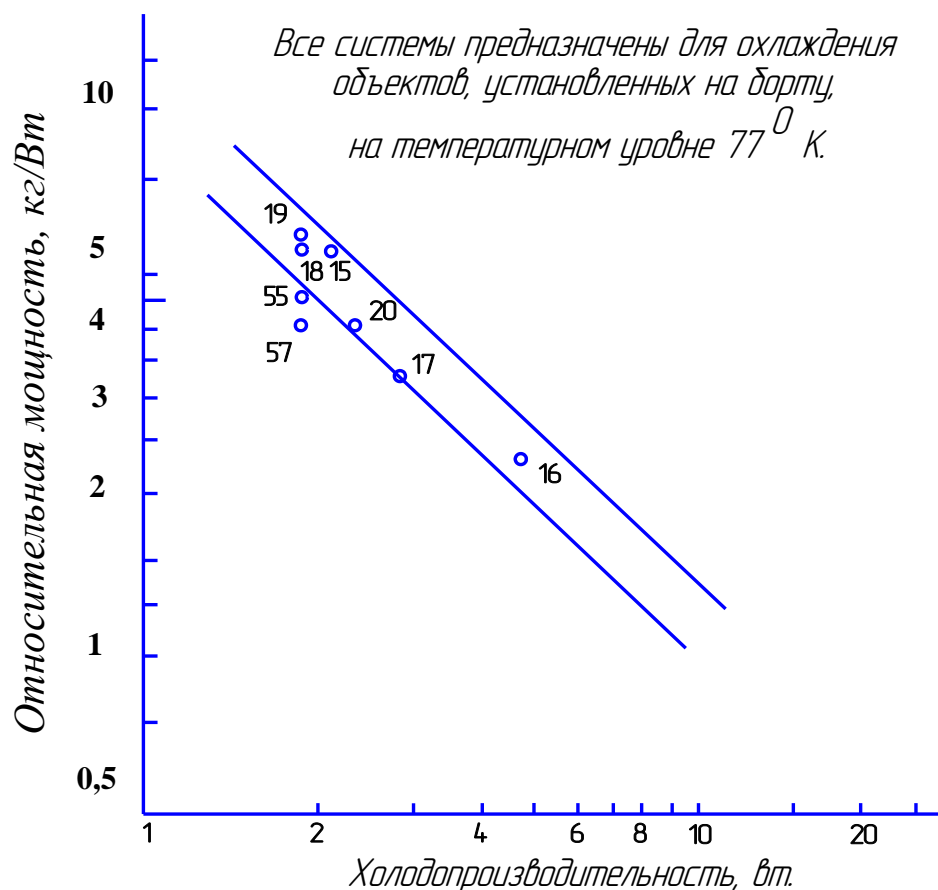


Рисунок 1.5 – Зависимость относительной массы от холодопроизводительности для систем охлаждения с замкнутым циклом

Основными недостатками системы, использующий замкнутый цикл, с точки зрения применения на борту космического аппарата является относительно высокая потребляемая мощность, поэтому эти системы не получили широкого применения для космических систем.

Другим недостатком системы является то, что она обеспечивает охлаждение объекта только при температуре ожижения хладагента, что ограничивает ее применение.

Дроссельные системы охлаждения изготавливаются следующими компаниями:

«RICOR» Cryogenic & Vacuum Systems, «Garret Corporation» («Air Research Manufacturing Company»), «Janis Research Company», «Thematic Engineering Company», «Hughes Aircraft Company». «AdvancedResearchSystems», ООО НТК "Криогенная техника" Омск и др.

1.3 Баллонные дроссельные системы охлаждения

Большинство созданных систем охлаждения представляют собой системы с разомкнутым циклом, использующие газ высокого давления. В соответствии с работой [8,9], можно заметить, что только три компании в настоящее время занимаются разработкой и производством дроссельных систем с замкнутым циклом: «AirProducts», «GarretAirResearch», «SantaBarbaraResearch».

- «GarretAirResearch» создаёт множество систем охлаждения в основном для использования на самолётах (числовое обозначение точек на рисунках 1.4–1.5 соответственно 15 – 20).

- «AirProducts» разработала ряд дроссельных систем (числовое обозначение точек на рисунках 1.4–1.5 соответственно 55), но считает, что системы охлаждения с использованием цикла Сольвея имеют больше перспектив для увеличения ресурса работы.

- «SantaBarbaraResearch» разработала свою уникальную дроссельную систему с замкнутым циклом (числовое обозначение соответственно 57) для использования в самолётах, но затем прекратила дальнейшие разработки.

Эти системы, используют хладагент как в критическом, так и в сверхкритическом состояниях, а так же в некоторых специальных случаях используют жидкий хладагент. Основными преимуществами этих систем являются простота надёжность сравнительная экономичность и незначительное энергопотребление. В большинстве случаев в системах охлаждения используются современные достижения техники.

К основным недостаткам таких криогенных систем относятся: ограниченное время работы и существенное возрастание массы и габаритов систем, предназначенных для продолжительных полётов.

Недостатки, связанные с хранением газа высокого давления, очень быстро приводят к тому, что масса системы становится препятствием для увеличения времени работы или размещения на борту (беспилотные аппараты).

Система с разомкнутым циклом рисунок 1.6 состоит из оребренной трубки в форме змеевика, сопла с насадкой и внешнего экрана. Оребренная трубка имеет малый внутренний диаметр для получения наибольшего отношения площади поверхности к объёму для эффективного теплообмена. Системы охлаждения с разомкнутым циклом обычно используют в качестве хладагента инертные газы, азот(N_2)и обеспечивают охлаждения в пределах 0.1 – 10 Вт на температурном уровне охлаждения в диапазоне 20 – 100К и расход хладагента порядка 45 – 1800 г/ч.

При строгом соблюдении всех мер предосторожности микрохолодильники, для цикла с простым дросселированием, функционируют достаточно надёжно. Время выхода их до рабочей температуры колеблется от 20 – 30 секунд до 10 минут и зависит от охлаждаемой массы (в том числе и самого теплообменника), расхода газа и его природы. В микрохолодильниках основное количество производимого холода расходуется на охлаждение объекта до рабочей температуры, а в стационарном состоянии на компенсацию теплопритоков, так как мощность, выделяемая охлаждаемым элементом, обычно ничтожно мала. В системах с микрохолодильниками, работающими от баллонов с ограниченным запасом сжатого газа, очень существенно – получение максимального количества холода на объём единицы газа. С этой точки зрения целесообразно применение аргона вместо азота или воздуха, что иллюстрируется данными таблицы 1.2.

Из данных таблицы 1.1 следует, что в интервале давлений 5 – 40 МПа можно получить на 20 – 60 % больше холода на объёмную единицу газа, применяя в цикле с простым дросселированием аргон вместо азота. В некоторых случаях это весьма существенно.

Применительно к системам охлаждения кратковременного действия, функционирующим от баллонов со сжатым газом, представляет практический интерес определение количества холода, которое можно получить при дросселировании газа, отбираемого из баллона. Задача осложняется тем, что

давление в баллоне уменьшается по мере отбора газа, а следовательно, изменяется и дроссель эффект.

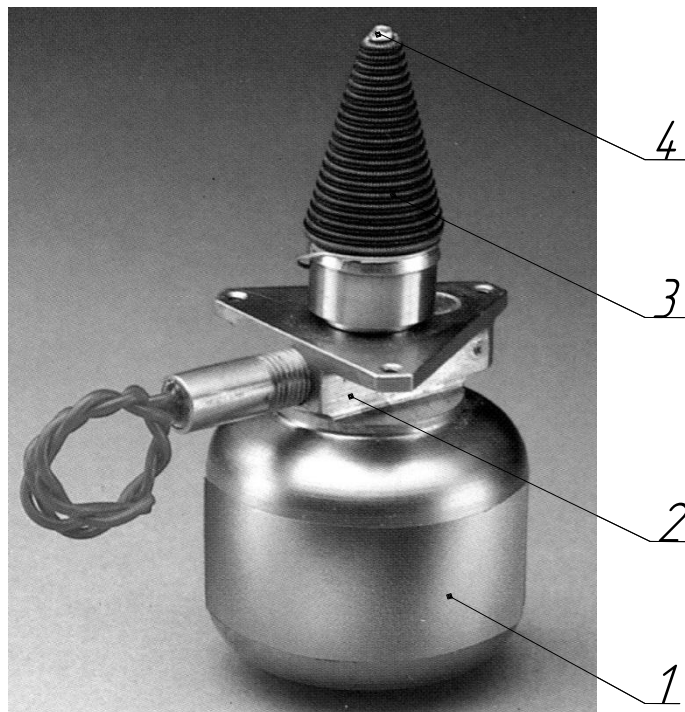
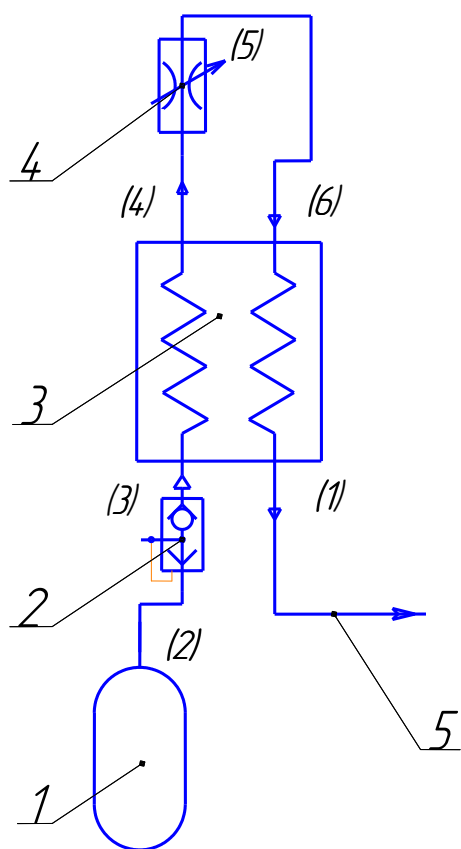


Рисунок 1.6 – Дроссельная система охлаждения с разомкнутым циклом
1 – резервуар (цилиндрический баллон); 2 – электрический пневмоклапан; 3 –
рекуперативный теплообменник; 4 – дроссель Джоуля – Томсона; 5 – линия сброса
рабочего тела

Таблица 1.1 – Изотермический эффект дросселирования (кДж/м³) для азота, воздуха и аргона при $T = 300\text{ K}$ и различных значениях давления p_2 .

Газ	p_2 , МПа							
	40	35	30	25	20	15	10	5
Азот	50,7	49,9	48,6	45,7	40,5	32,5	23,5	13,2
Воздух	56,1	55,7	54,5	50,3	44,8	36,8	25,9	12,1
Аргон	80,9	78,4	73,3	66,6	57,4	45,7	31,4	16,1
Гелий	6,7	6,6	6,3	6,1	5,9	5,9	5,6	5,1

Характерной особенностью микрокриогенных систем является чрезвычайно большой диапазон изменения их ресурсных показателей в зависимости от

назначения, применения и типа системы. Требуемая длительность непрерывной работы колеблется от десятков секунд до нескольких тысяч часов, а ресурс – от 1 минут до 25 000 часов и более.

1.4 Дроссельные системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения

В качестве системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения (200-250К) на рисунке 1.7 представлена схема с циркуляционным жидкостным контуром и дроссельной системой генерации холода.

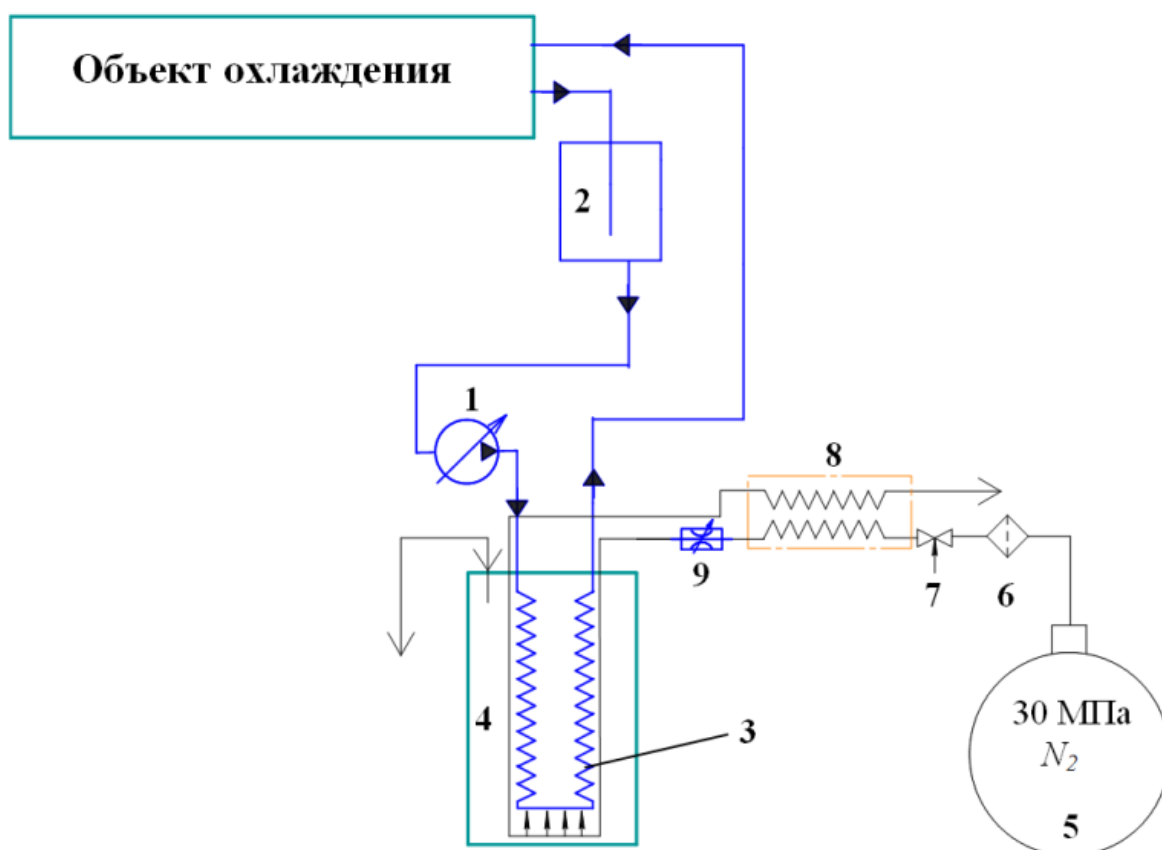


Рисунок 1.7 – Дроссельная система охлаждения с барботажем дросселированного азота через бак внешнего теплоносителя.

1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – бак с внешним теплоносителем; 5 – баллон для хранения газа высокого давления; 6– фильтр–адсорбер; 7– вентиль регулировки расхода; 8 – теплообменник дроссельной системы; 9 – дроссель.

В состав внешнего контура системы такого типа входят следующие устройства (рисунки 1.7): дроссель, баллон для хранения газа высокого давления, фильтр–адсорбер. Расчёты показывают, что при использовании азота

в качестве хладагента для охлаждения в диапазоне температур 200 – 250К и получения холодопроизводительности около 350 Вт. необходимо обеспечить расход газа около 15кг/ч. При условии, что температура охлаждения (например ЛИДАР) будет активно поддерживаться около 120мин, необходимый запас азота при давлении 30 МПа составит величину около 30кг. Для хранения такого количества потребуется ёмкость. В соответствии с расчётом по методике [7] масса баллона при сферической форме, выполненного из титана с толщиной стенки $\delta_c=5$ мм, составит около 2 кг, а резервуар цилиндрической формы будет иметь массу около 3 кг. Полная масса внешнего контура складывается из массы сухого баллона, массы хладагента и дополнительных устройств. Расчёты дают соответственно величину полной массы баллона с рабочим телом 31–32кг.

Необходимо отметить, что системы такого типа хорошо отработаны и производятся серийно. С другой стороны реализация на практике такой системы позволит охлаждать не только лазер, но и ИК –приёмники, входящие в состав лазерного бортового комплекса (например, ЛИДАРа).

1.5 Схемы и конструкции дроссельных микроохладителей

По принципиальной схеме большую часть разработанных конструкций дроссельных, микроохладителей можно отнести к одной из следующих основных групп (рисунок 1.8):

- однокаскадные; в том числе с простым и двукратным дросселированием;
- многокаскадные с предварительным охлаждением газа.

Чаще всего применяют одно и многорядные поперечно – противоточные теплообменники (типа Хэмпсона) и противоточные типа труба в трубе (Линде). Формы теплообменников различны: цилиндрическая, коническая, плоская.

Теплообменники Хэмпсона изготавливаются из капиллярных трубок $\varnothing 0,2$ – 1,0 мм с чередованием оребренных и не оребренных рядов (нержавеющая сталь, никель и его сплавы). Оребрение выполняется из медной проволоки

диаметром \varnothing 0,05 – 0,2 мм, спирально навитой на трубки с определённым шагом.

Устройство спирального теплообменника схематически показано на рисунке 1.9.

Тонкостенную трубку малого диаметра навивают в виде спирали на оправку диаметром 0,5 – 1 мм, затем полученную спираль располагают вокруг оправки нужного диаметра. Сжатый газ проходит внутри трубки и выходит через дроссельное отверстие на холодном конце теплообменника. Теплообменник плотно вставляется во внутреннюю полость колбы.

Особенностью таких теплообменников является малое сопротивление обратному газовому потоку.

При ничтожных размерах дроссельных отверстий, которые определяют расход 0.5 – 2 м³/ч газа, чрезвычайно высоки требования, предъявляемые к чистоте газа.

В качестве дроссельных устройств (рисунок 1.10) могут использоваться капиллярные трубки определённой длины ("капиллярный" дроссель), микроотверстия (дюзы), пористые металлокерамические таблетки, трубки теплообменника ("распределённый" дроссель), а также регулируемый дроссель.

Конструкция охлаждаемого устройства и физические характеристики его активного (чувствительного) элемента во многом определяют также схему сопряжения устройства с микрокриогенной установкой; узел их стыковки должен удовлетворять комплексу требований, обеспечивающих нормальную работу термостатируемого устройства при определённых параметрах установки;

Вибрации установки, если они существуют, не должны по возможности передаваться охлаждаемому объекту.

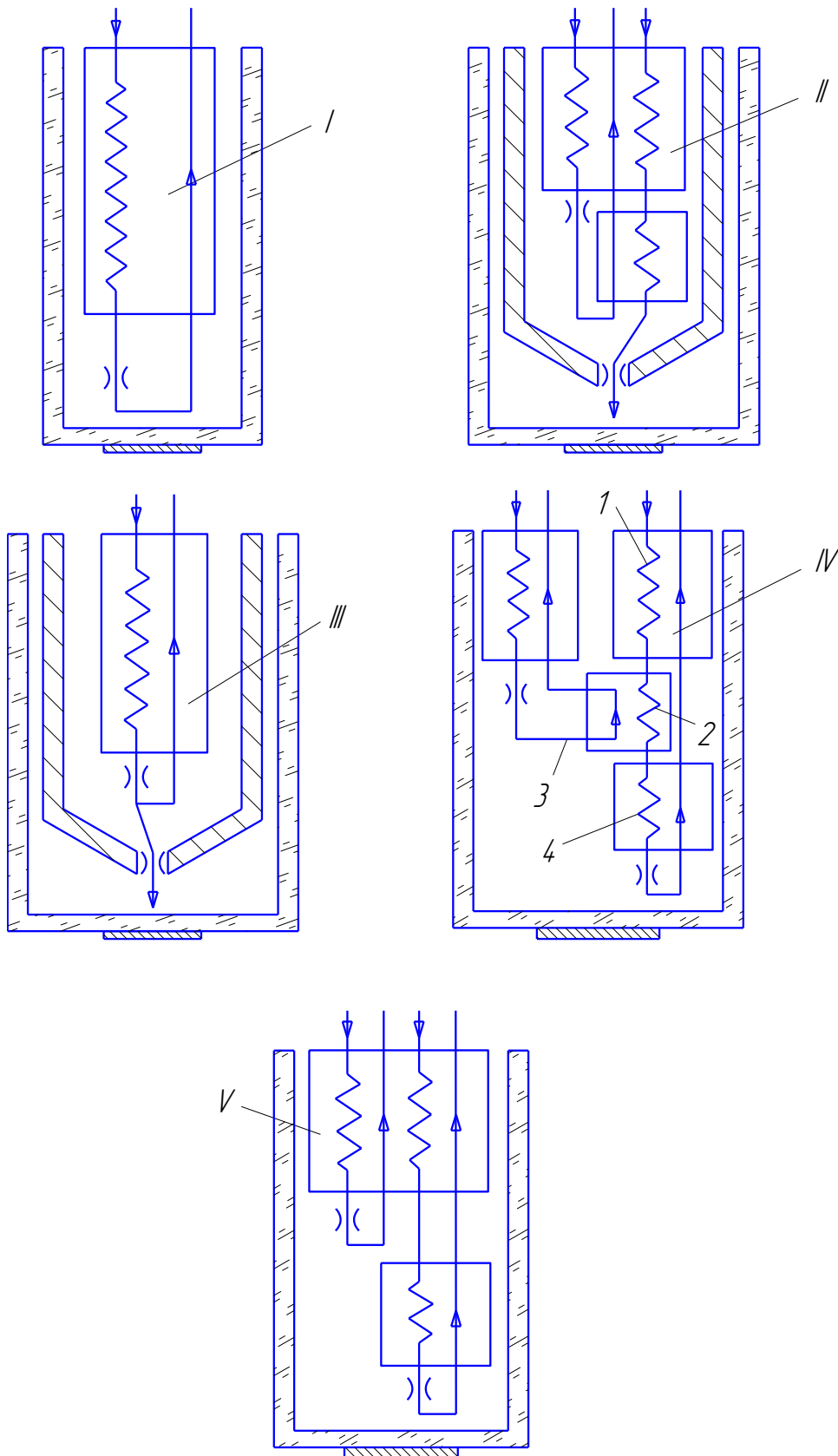


Рисунок 1.8 – Различные схемы теплообменников

I – с простым дросселированием; II – с двукратным параллельным дросселированием; III – с двукратным последовательным дросселированием; IV и V – соответственно с «локальным» и «распределённым» охлаждением хладагента второго каскада

Температурный перепад и потери холода в зоне стыка должны быть минимальными; пульсации температуры, возникающие в холодной головке микрокриогенной установки, во многих случаях могут вызвать ухудшение характеристик прибора и должны быть исключены применением специальных конструктивных мер;

Взаимное размещение установки и охлаждаемого прибора, а также конструкцию узла и сопряжения следует выбирать и условия экранировки прибора о влияния электромагнитных полей возникающих при работе установки.

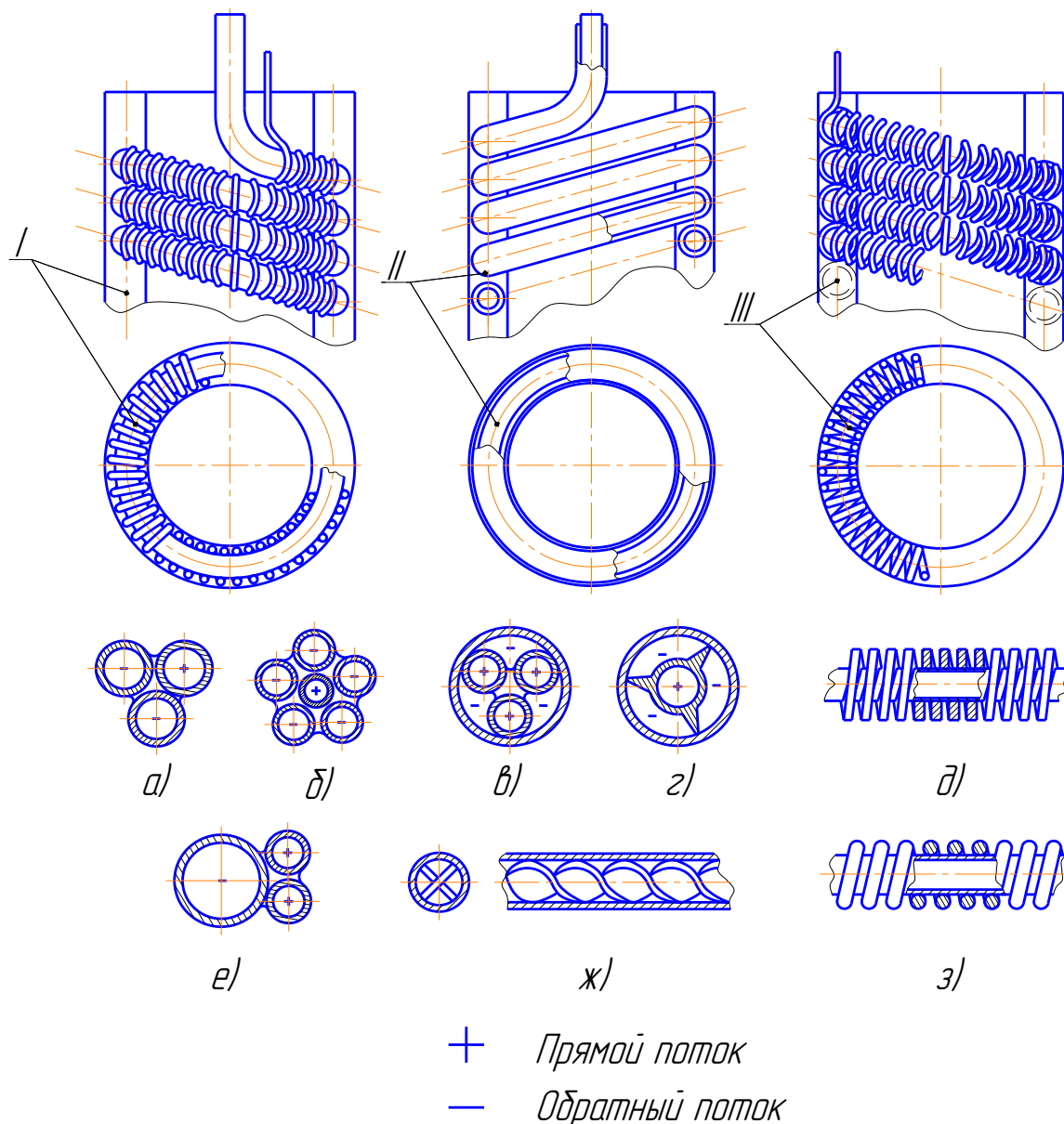


Рисунок 1.9 – Устройство микрокриогенных теплообменников
 1 – теплообменник типа (Хэмпсона); 2 – теплообменник типа (Линде) а), б), в), г), д), е), з), ж) – варианты компоновки трубок теплообменника Линде

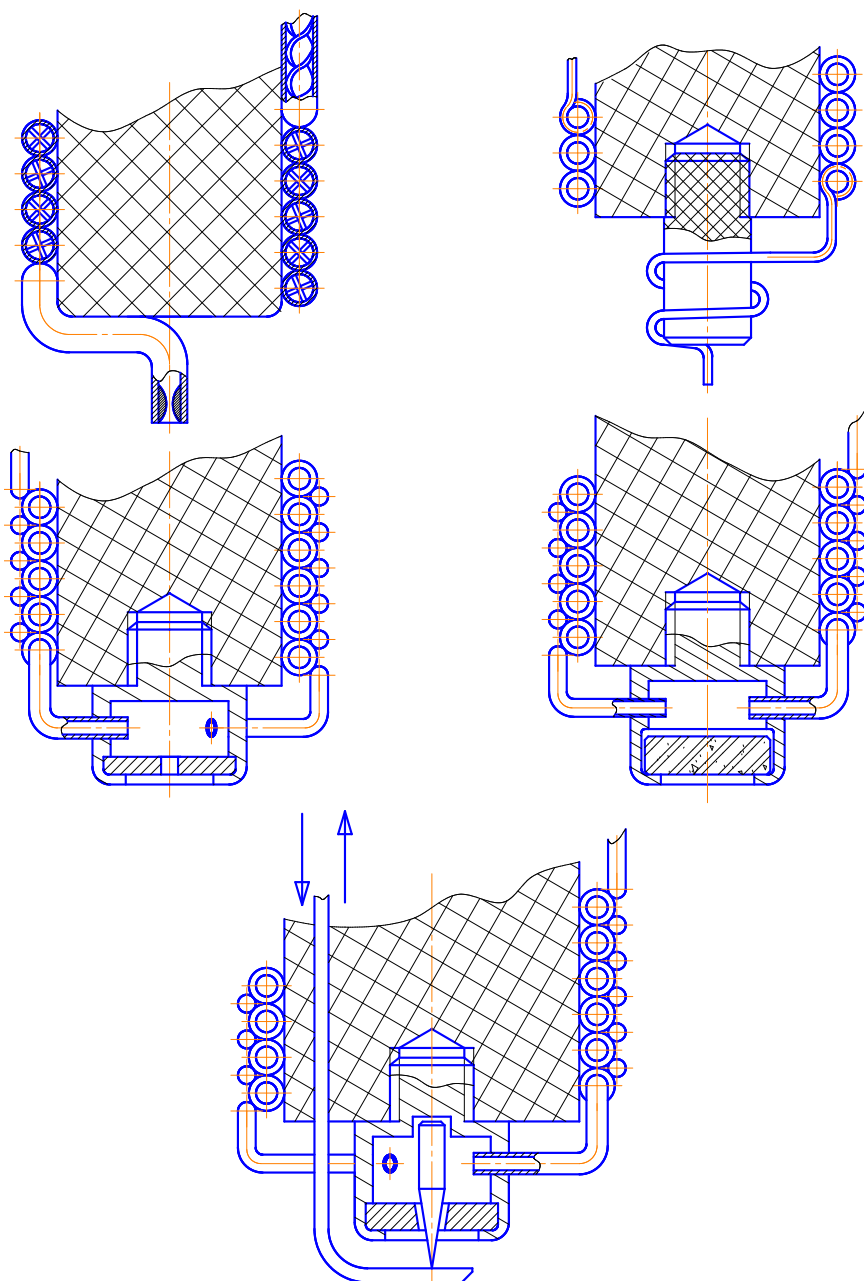


Рисунок 1.10 – Конструктивные схемы дроссельных устройств

- температурный перепад и потери холода в зоне стыка должны быть минимальными; пульсации температуры, возникающие в холодной головке микрокриогенной установки, во многих случаях могут вызвать ухудшение характеристик прибора и должны быть исключены применением специальных конструктивных мер;
- взаимное размещение установки и охлаждаемого прибора, а также конструкцию узла и сопряжения следует выбирать и условия экранировки

прибора о влияния электромагнитных полей возникающих при работе установки.

Конструкция микроохладителя с простым дросселированием, приведена на рисунке 1.11. Противоточный теплообменник построен по схеме труба в трубе и представляет собой свитую в спираль капиллярную трубку 2, размещённую во внешней трубке 3 с запаянным концом. Трубка 2 канала высокого давления играет одновременно роль распределённого дросселя. В низкотемпературной зоне к теплообменнику припаян наконечник 4, который через слой теплопроводящей пасты 5 (смесь замазки Рамзая с алюминиевой пудрой) контактирует с дном охлаждаемого прибора 6. Конструкция штуцера 1 позволяет использовать микроохладитель как в замкнутой, так и в разомкнутой системах охлаждения, 7 – входное оптическое стекло.

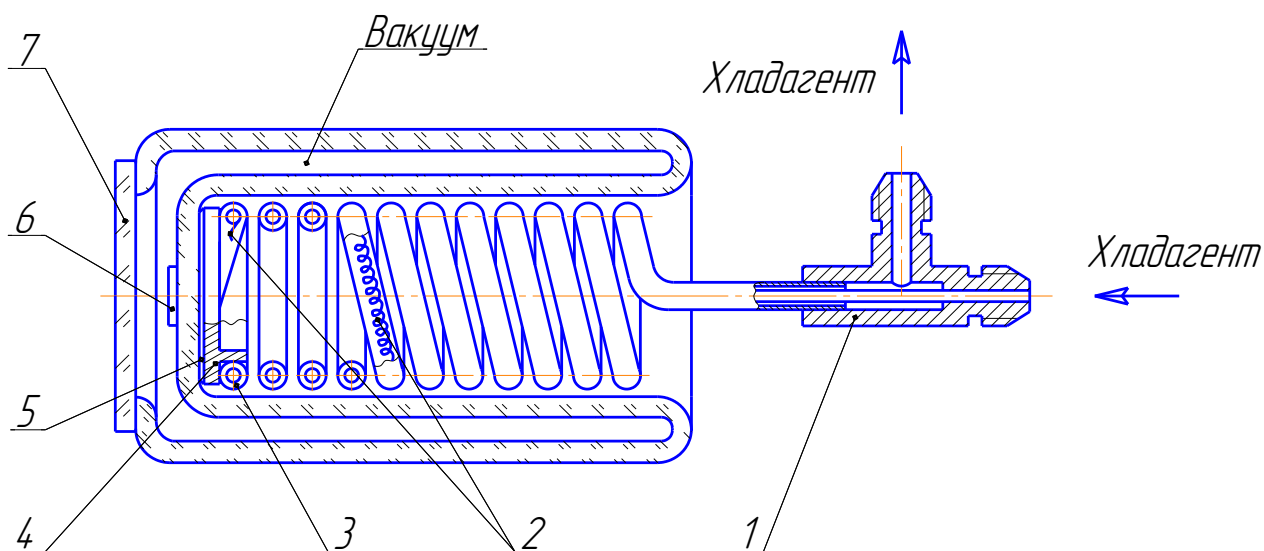


Рисунок 1.11 – Микроохладитель простого дросселирования с противоточным теплообменником

Эта схема не нашла широкого применения в основном из-за отсутствия непосредственного контакта хладагента с охлаждаемым объектом, т.е. из-за повышенной температуры криостатирования (повышенное давление в канале обратного потока). Наилучшими техническими данными обладает микроохладитель, представленный на рисунке 1.12.

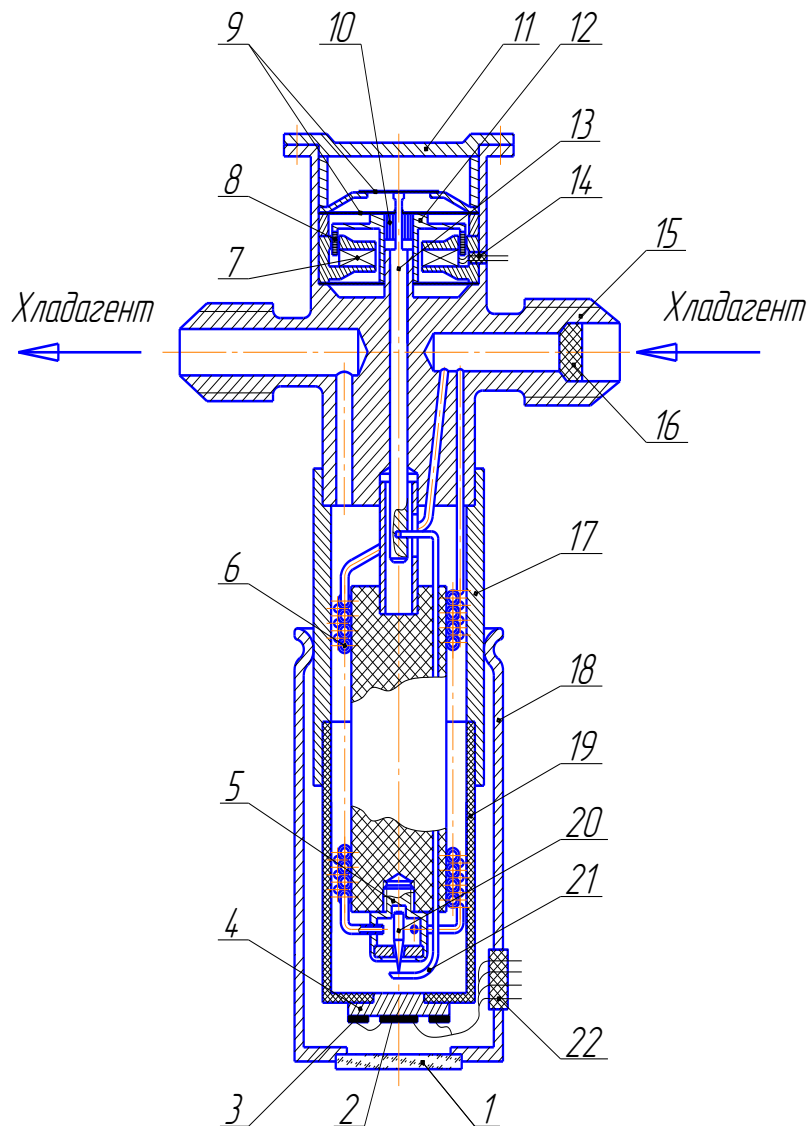


Рисунок 1.12– Конструктивная схема микроохладителя с регулируемой холодопроизводительностью для глубоко охлаждаемого ИК–приёмника

1 – входное оптическое окно; 2 – фоточувствительный элемент; 3 – кольцевая стеклотекстолитовая печатная плата с выводами от фоточувствительного элемента; 4 – медный хладопровод; 5 – дроссельная дюза; 6 – теплообменник Хэмпсона; 7 – магнит; 8 – катушка; 9 – мембранные пружины; 10 – бесконтактное уплотнение; 11 – крышка; 12 – подвижный элемент; 13 – подвижный шток; 14 – герметичный разъем; 15 – корпус; 16 – фильтр; 17 – обечайка из нержавеющей стали; 18 – обечайка (секция) теплообменника из ковара; 19 – секция обечайки теплообменника из стеклотекстолита СТЭФ; 20 – игла; 21 – тяга; 22 – сверхгерметичный разъем типа РСГС

В данной конструкции обеспечивается:

– минимальное время выхода на температурный режим, так как минимизированы охлаждаемые массы, а секция 4 из стеклопластика с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 3 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/см} \cdot \text{К}$;

– равенство температуры хладагента и охлаждаемого объекта.

Такой микроохладитель с системой замкнутого цикла очень удобен для крылатых ракет, систем FLJR самолетов и других аэрокосмических объектов, реализующих самонаведение в спектральном диапазоне волн 3,5 мкм. При он также может быть снабжён в случае необходимости охлаждаемым фильтром изображения.

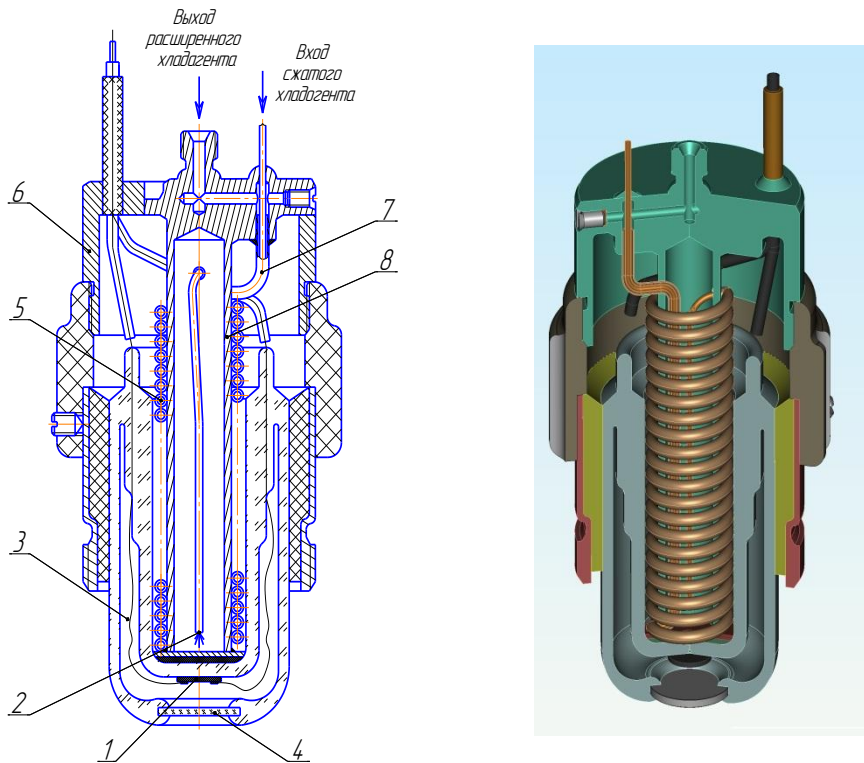


Рисунок 1.13– Схема охлаждаемого детектора ИК – излучения

1 – охлаждаемый ИК–детектор; 2 – парожидкостная смесь; 3 – вакуумная полость стеклянной колбы; 4 – прозрачное для ИК лучей окно; 5 – теплообменник типа труба в трубе (Линде); 6 – кожух микроохладителя; 7 – выходной штуцер; 8 – крышка криоохладителя

Входное окно может быть выполнено из Лейко сапфира или германия, если необходимо отсеять излучение до 1,60 мкм, или из кремния, если до 1,06 мкм.

Для зенитных ракет «Земля – воздух» с тепловыми головками самонаведения важнейшим параметром является время выхода на температурный режим (не более 3,4 с), так как они работают от баллонных расходных систем с ресурсом 90 – 100 с.

Охлаждаемый детектор ИК–излучения схематически показан на рисунке 1.13. Кристалл полупроводника 1 крепится тем или иным способом, обеспечивающим хороший тепловой контакт, к поверхности пластины, которая охлаждается с противоположной стороны парожидкостной смесью 2, образующейся при дросселировании газа, прошедшего через теплообменник.

Охлаждаемый кристалл обычно размещается в вакуумной полости стеклянной, металлической или комбинированной колбы 3, имеющей окно 4 (например, сапфировое), прозрачное для ИК–лучей с определёнными длинами волн. Если внешняя часть колбы стеклянная, то стенки ее серебрят для уменьшения притока лучистого тепла.

1.6 Особенности методики расчёта дроссельных циклов

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

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

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

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

Выбор рабочего тела.

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

$$T_{кин} = T_0 - \Delta T.$$

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

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

3. Оценка величины дроссель-эффекта Δi_T .

Очевидно, что Δi_T при температуре окружающей среды, тем эффективнее будет цикл при той же температуре T_0 .

4. Учёт различных качеств хладагента.

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

После выбора хладагента переходят к подбору рабочего давления.

Выбор рабочего давления.

1. Рабочее давление выбирают исходя из того, чтобы Δi_T был как можно больше, но ниже давления инверсии.

2. Необходимо учесть возможности компрессора (чтобы выбранный компрессор мог эффективно работать на заданном уровне).

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

Построение процесса на диаграмме (рисунок 1.14) и определение параметров во всех точках схемы.

1. Точка 1 соответствует температуре окружающей среды.

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

3. Выбирается величина ΔT_H недорекуперации и наносится точка 6.

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

5. Проведя изоэнтальпу, находим положение точки 4. Чем левее

расположена точка 4, тем большая доля жидкости будет поступать в испаритель. Если это целесообразно, то надо или уменьшить величину ΔT_{II} , или изменить давление p_2 так, чтобы увеличить долю жидкости.

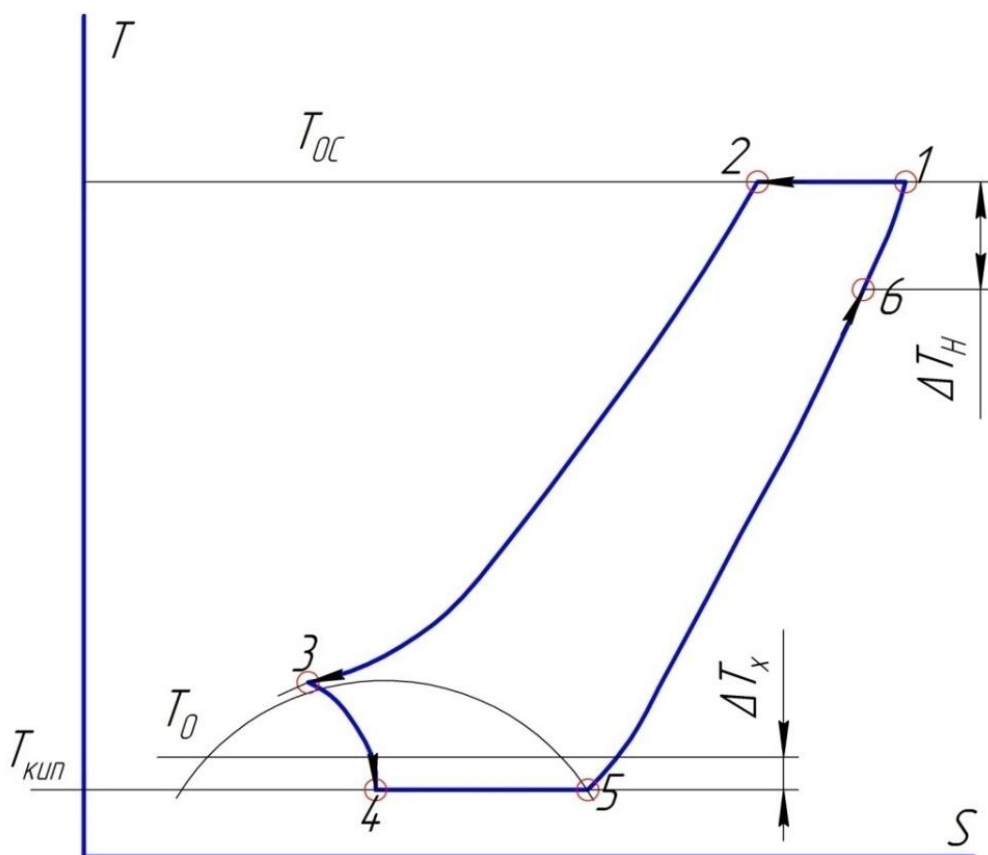


Рисунок 1.14 – Цикл с дросселированием рабочего тела

Определение расхода рабочего тела.

Расход хладагента 1 кг в час даёт холодопроизводительность q_0 , равную $i_6 - i_2$, или, что то же самое, $i_5 - i_4$. Необходимую холодопроизводительность Q_0

даст расход газа $G = \frac{Q_0}{q_0}$.

Полный расчёт и определение энергетических показателей.

1. Определение затраты работы на привод компрессора

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

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

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

Значения i и s берутся из $T-s$ диаграммы, или работа определяется по формуле

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

2. Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q_T = G(i_2 - i_3) \text{ кДж/час.}$$

3. Эффективность работы установки:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{L} \text{ — эксергетический К.П.Д.};$$

$$l' = \frac{L}{Q_0} \text{ — удельная затрата работы на производство единицы холода, Вт/Вт}$$

холодопроизводительности (этот показатель пригоден только для сравнения установок, работающих на одном температурном уровне).

Далее проводят конструктивный расчёт с определением габаритов установки.

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

Повысить эффективность этих СО можно путем применения в качестве рабочих тел эффективных смесей с высоким изотермическим дроссель-эффектом.

1.7 Дроссельные системы для ожижения газов

Кроме решения задач термостабилизации на борту ЛА, дроссельные системы охлаждения могут использоваться для ожижения газов и их возможного специального применения. Дроссельные холодильные циклы при

ожижении газов играют особую роль. Они дают возможность сравнительно просто получить низкие температуры, необходимые в процессе ожижения. При использовании создаваемой холодопроизводительности на предельно низком температурном уровне эффективность дроссельных циклов становится удовлетворительной. Существуют методы значительного повышения энергетической экономичности таких циклов путем их соединения с более совершенными, которые, однако, не позволяют получить низкие температуры, необходимые при ожижении газа. Следует отметить, что в промышленных установках глубокого охлаждения любого типа самая низкая в процессе температура получается с помощью дроссельного холодильного цикла. Рассмотрим вначале процесс ожижения газа с помощью простейшего цикла такого вида. Это позволит наиболее наглядно выявить особенности ожижения в случае идентичности ожижаемого газа и рабочего тела холодильного цикла. В связи с последним процессы холодильного цикла и ожижаемого газа изображаются на одной и той же диаграмме. На рис. 1.15 показаны принципиальная схема и процессы в энтропийной диаграмме ожижения газа при использовании дроссельного холодильного цикла для случая, когда ожижаемый газ и рабочее тело холодильного цикла сжимаются в одном и том же компрессоре, а затем отделяются один от другого. Предположим, что ожижаемый газ изотермически сжимается в процессе 1-2, а затем отводится тепло (процесс 2-0'). После дросселирования (процесс 0'-0) получается насыщенная жидкость состояния 0.

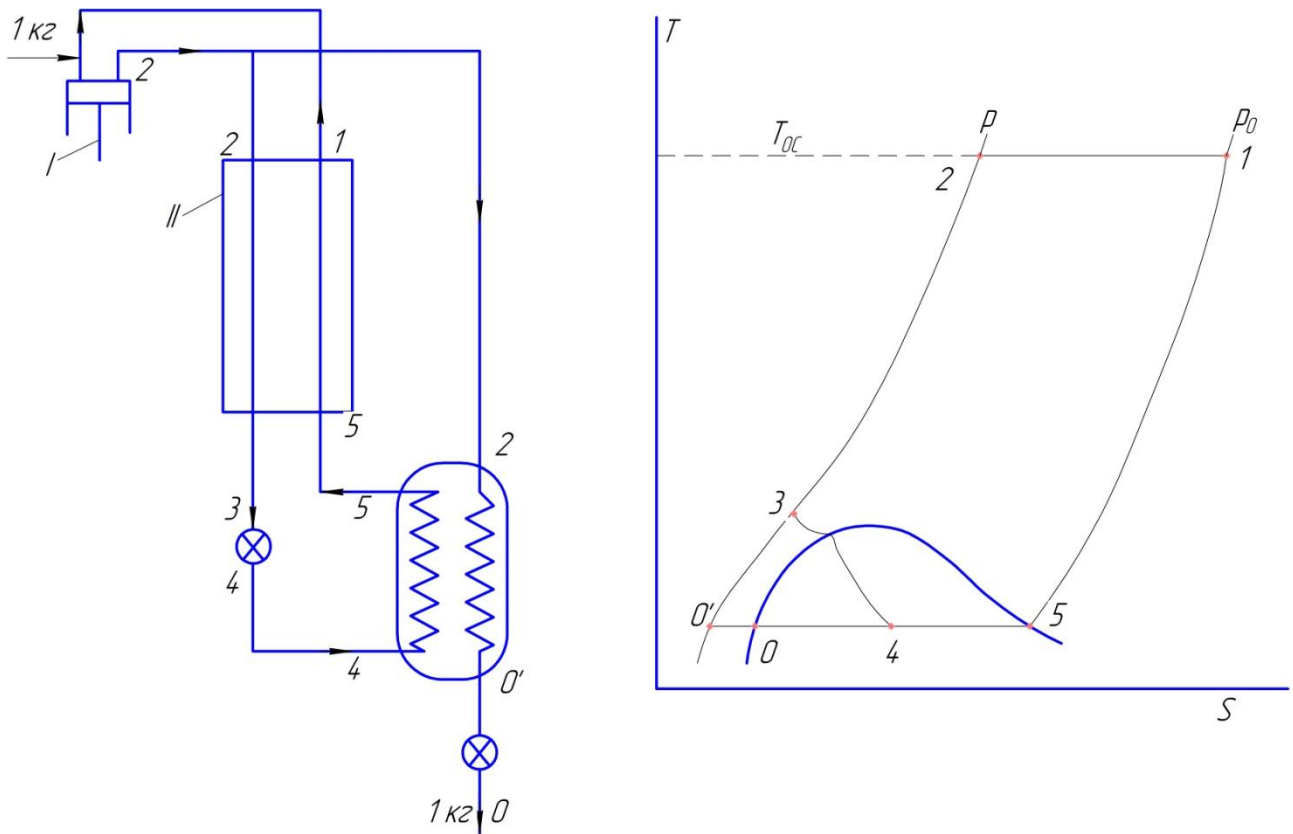


Рисунок 1.15 - Ожижение газа с помощью дроссельного цикла при изолировании рабочего тела холодильного цикла от ожижаемого газа

Холодильный цикл 1-2-3-4-5-1 создаёт холодопроизводительность $i_5 - i_4 = i_1 - i_2$, которая используется для отвода тепла от сжатого газа. При этом от сжатого газа отнимается тепло $i_2 - i_0 = i_2 - i_0$. Количество газа m' кг, циркулирующего в холодильном цикле, при ожижении 1 кг газа в случае отсутствия холодопотерь равно:

$$m' = \frac{i_2 - i_0}{i_1 - i_2}.$$

При учёте потерь холодопроизводительности вследствие недорекуперации и теплопритоков извне $\sum q^n$ полезная холодопроизводительность цикла, отнесённая к 1 кг циркулирующего газа, равна:

$$q_0 = (i_1 - i_2) - \sum q^n.$$

Действительное количество циркулирующего в холодильном цикле газа будет равно:

$$m = \frac{i_2 - i_0}{(i_1 - i_2) - \sum q^n}.$$

Расход энергии складывается из расхода энергии на осуществление холодильного цикла $l_{сж}$ и на сжатие ожижаемого газа Al_x , т. е.

$$l_{сж} = l_x + l_{сж}; \quad (1)$$

Причём

$$l_x = m \cdot \frac{T_{o.c} (S_1 - S_2) - (i_1 - i_2)}{860\eta_{из}}, \frac{кВт \cdot ч}{кг \cdot ОЖ \cdot г}. \quad (2)$$

и

$$l_{сж} = \frac{T_{o.c} (S_1 - S_2) - (i_1 - i_2)}{860\eta_{из}}, \frac{кВт \cdot ч}{кг \cdot ОЖ \cdot г}. \quad (3)$$

Из (1) учитывая (2) и (3), получаем:

$$l_{сж} = (m + 1) \frac{T_{o.c} (S_1 - S_2) - (i_1 - i_2)}{860\eta_{из}}, \frac{кВт \cdot ч}{кг \cdot ОЖ \cdot г}.$$

Для воздуха и других газов, если сжатие происходит в области состояний, близких к идеальному, затрачиваемая работа может быть с достаточно» точностью определена из уравнения

$$l_{сж} = (m + 1) \frac{ART_{o.c} \cdot \lg \frac{P}{P_o}}{860\eta_{из}}. \quad (4)$$

В действительном процессе ожижения газа при идентичности ожижаемого газа и рабочего тела холодильного цикла они в точке 2 (рисунок 2.7) не разделяются, а идут совместно в теплообменник.

На рисунке 1.16 показаны принципиальная схема и процессы в энтропийной диаграмме при смешении рабочего тела и ожижаемого газа. После дросселирования смеси получается влажный пар состояния 4. Можно было бы дросселировать до этого состояния только рабочее тело, а ожижаемый газ за счёт выпаривания рабочего тела на участке 4-5 охладить в процессе 3-0'. После

его дросселирования ($0'-0$) мы получили бы насыщенную жидкость при давлении p_0 , те, достигли бы заданной цели. Но при смешении рабочего и ожимаемого тела нет смысла осушать влажный пар в процессе 4-5 за счёт охлаждения ожимаемого газа в процессе 3-0'. Так как к рабочее и ожимаемое тела представляют собой один и тот же газ, то после дросселирования рабочего тела во влажном паре содержится такая же жидкость, как и та, которую мы должны получить в результате осуществления процесса ожимаения. Вместе с тем сухой пар, который содержится во влажном паре, после дросселирования ожимаемого газа в процессе 3-4 может быть присоединён к рабочему телу.

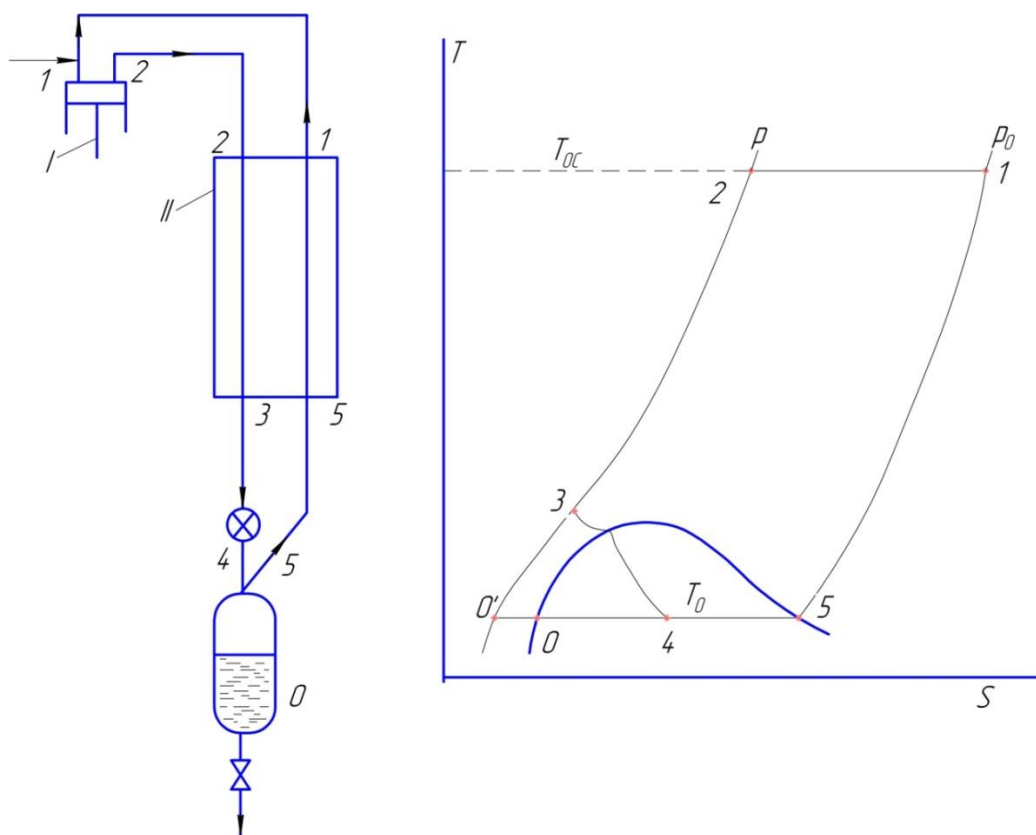


Рисунок 1.16 - Ожижение газа с помощью цикла однократного дросселирования при смешении рабочего тела холодильного цикла и ожимаемого газа

Следовательно, идентичность рабочего тела и ожимаемого газа позволяет при их смешении исключить процессы осушения влажного пара рабочего тела холодильного цикла и охлаждения сжатого ожимаемого газа. Дросселируя смесь рабочего тела и ожимаемого газа в процессе 3-4, мы заменяем эти процессы простым отделением жидкости от пара в полученном влажном паре.

Следовательно, смешение рабочего тела с охлаждаемым газом в данном случае, не меняет ничего термодинамически, а, практически упрощает схему, позволяя исключить из неё второй теплообменник (рисунок 1.15 и 1.16).

1.8 Рабочий процесс баллонной дроссельной системы

В настоящее время системы, основанные на использовании эффекта, открытого более 100 лет назад Джоулем и Томсоном, находят очень широкое применение. При дросселировании любого реального сжатого газа происходит изменение его температуры на ΔT градусов. Между изменением давления $\Delta P = P_1 - P_2$ и изменением температуры (рисунок 1.17) существует зависимость

$$\Delta T = \alpha_i \cdot \Delta P,$$

где α_i – среднее значение эффекта дросселирования в интервале изменения давления ΔP .

Исходя из первого закона термодинамики, дифференциальный эффект дросселирования может быть выражен суммой

$$\alpha_i = \alpha_u + \alpha_{pv}$$

Эта зависимость показывает, что величина и знак дифференциального эффекта дросселирования определяются воздействием молекулярных сил α_u и изменением потенциальной энергии газа α_{pv} .

При расширении газа его внутренняя энергия падает, следовательно, α_u всегда является величиной положительной, что приводит к понижению температуры дросселируемого газа.

Вторая часть слагаемого в зависимости от изменения произведения PV может принимать положительное, отрицательное значение, а также быть равной нулю. Вполне понятно, что если α_{pv} будет величиной положительной, то эта часть слагаемого даст добавку к значению α_u . Если α_{pv} имеет отрицательный знак, то могут быть случаи, когда

$$\alpha_u + \alpha_{pv} > 0;$$

$$\alpha_u + \alpha_{pv} < 0;$$

$$\alpha_u + \alpha_{pv} = 0;$$

Иными словами, в первом случае будет происходить охлаждение, во втором нагревание, а в третьем – температура газа остаётся без изменений, так как $\alpha_i = 0$.

Такое состояние, когда в результате дросселирования, температура реальных газов остаётся постоянной, называют инверсионным. Для каждого газа можно построить инверсионную кривую; если начальные параметры газа T_0 и P_0 укладываются в области, ограниченной этой кривой, то при дросселировании наблюдается только охлаждение газа. Это обстоятельство учитывают при выборе газа, а также его начальных значений. Для воздуха, азота, кислорода, аргона и некоторых других газов α_{pv} имеет отрицательное значение в широком диапазоне температур и давлений. Однако по абсолютной величине эта часть слагаемого меньше, что позволяет применять эти газы в охлаждающих устройствах, основанных на принципе дросселирования.

При расчёте и проектировании таких устройств обычно пользуются не дифференциальным, а интегральным или средним значением дроссель – эффекта, получаемым от дросселирования единицы массы или объёма газа.

В таблице 1.2 представлены значения интегрального эффекта Джоуля – Томсона для воздуха при различных начальных температурах и давлениях. Конечное давление равно 0,1 МПа.

Таблица 1.2 – Интегральный эффект Джоуля – Томсона при различных начальных температурах и давлениях

Начальная температура в °К	5МПа	10МПа	15МПа	20МПа
320	9,1	17,5	23,0	29,5
300	10,6	20,6	28,3	35,2
280	12,7	29,1	31,2	42,6
260	20,0	41,5	51,5	51,5

240	18,0	35,8	50,8	57,4
220	22,4	44,9	62,8	74,4
200	27,4	56,2	76,4	97,1

Изотермический эффект дросселирования характеризует холодопроизводительность единицы массы воздуха при дросселировании и может быть выражен зависимостью

$$\Delta i_T = i_{T_1}^{P_2} - i_{T_1}^{P_1} = C_p \Delta T \text{ ккал/кг},$$

где $i_{T_1}^{P_2}$ и $i_{T_1}^{P_1}$ – энтальпии газа до и после дросселирования. Здесь индексы при буквенных выражениях показывают температуру и давление, при которых берутся величины. Обозначение точек соответствует рисунку 2.9.

Обычно эти величины находятся из диаграммы состояний, построенных по опытным данным. Чаще всего при этом пользуются диаграммами T – S (температура – энтропия) или T – I (температура – энтальпия).

Схема охлаждающего устройства, основанного на эффекте дросселирования, изображена на рисунке 1.17 (а); процессы, протекающие в нем – на рисунке 1.17 (б).

Начальное состояние характеризуется параметрами точки 1 то есть температурой T_1 и давлением P_1 . В результате дросселирования происходящего без изменения энтальпии, до давления P_2 температура газа понижается.

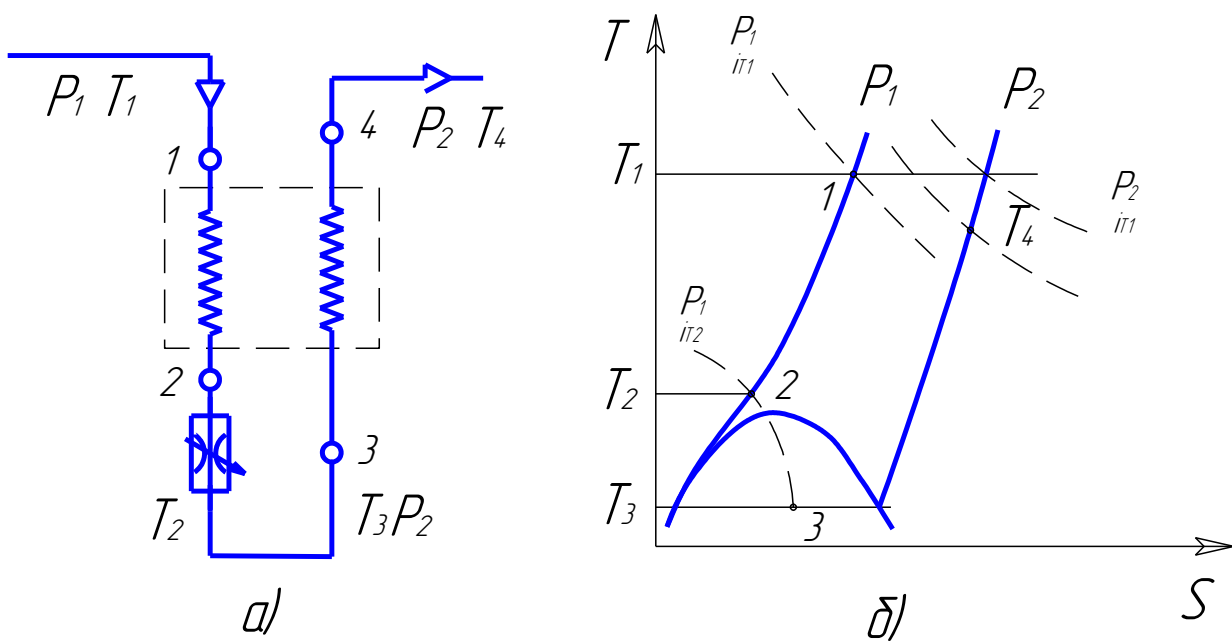


Рисунок 1.17 – Схема теплообменника типа «труба в трубе» в процессе дросселирования газов в $T-S$ диаграмме[21].

Во многих охлаждающих устройствах основанных на эффекте Джоуля – Томсона, газ после дросселирования возвращается в теплообменник, где он отнимает тепло от газа высокого давления, поступающего к дросселю. Вследствие этого дросселирование в теплообменнике происходит не при температуре, T_1 а при более низкой T_2 и может заканчиваться в области влажного пара. Температура в конце процесса дросселирования в этом случае будет равняться температуре кипения сжиженного газа при давлении P_2 .

Глава 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК И РАСЧЁТ ДРОССЕЛЬНЫХ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

2.1 Определение характеристик дроссельной системы охлаждения на базе баллона высокого давления и баллона с криогенной заправкой

Как уже выше было описано баллонные дроссельные системы охлаждения (рисунок 2.1), устанавливаемые на борту наземного транспортного средства или летательного аппарата, которые используются для термостатирования ИК–приемников излучения и других элементов радиоэлектронной аппаратуры, работают за счёт расхода газа (или смесей газов) из баллонов высокого давления. Они обеспечивают температурный уровень охлаждения 80К при использовании в качестве рабочего тела азота. Такие системы также могут работать и на газовых смесях, обеспечивая тем самым другую температуру термостатирования. К рабочим телам баллонных дроссельных систем предъявляются повышенные требования по их чистоте, что осуществляется за счёт их регазификации из криогенно–жидкого состояния, после чего они заправляются в баллон компримированием или перепуском из аккумуляторов высокого давления.

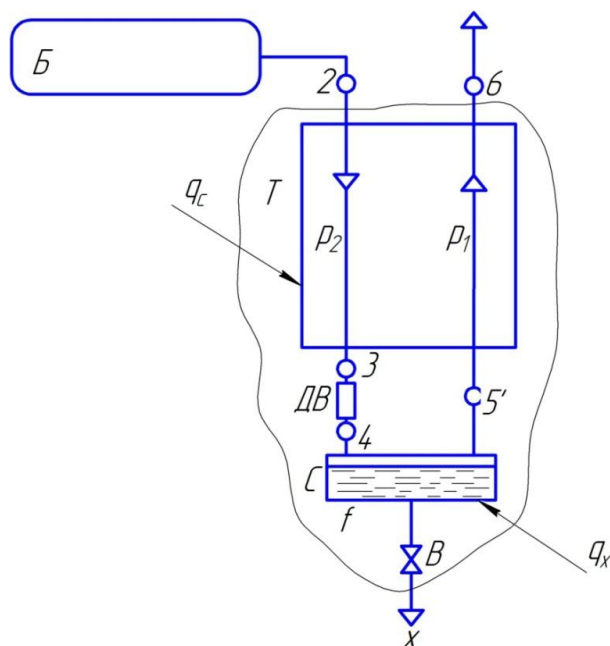


Рисунок 2.1 – Схема дроссельной системы охлаждения
б – баллон; т – теплообменник–регенератор; дв – дроссельный вентиль; с – объект
охлаждения

Время функционирования дроссельных систем охлаждения зависит от массы заправки и потребной холодопроизводительности.

Как следует из цели диссертации, существует возможность увеличить время работы таких систем за счёт использования в их составе, так называемого, баллона с криогенной заправкой. Особенностью его является заправка, жидким криопродуктом, которая позволяет при тех же объёмах баллона и массе заправляемого рабочего тела увеличить время функционирования дроссельной системы в 2–2,5раза.

Для подтверждения данного предположения был выполнен анализ работы дроссельной системы охлаждения при различных параметрах рабочего тела в исходном состоянии. В первом случае в дроссельной системе используется стандартный баллон, заправленный азотом с исходным давлением $p_o=30\text{МПа}$ и температурой $T_o=293\text{К}$. Во втором случае в составе дроссельной системы используется указанный выше БКЗ. Термодинамические расчёты показали, что в случае заправки такого баллона криопродуктом (азотом) через некоторое время наступает равновесное состояние системы баллон – рабочее тело. Температура последнего составляет величину $T_o=130–135\text{К}$ при давлении $p_o=3\text{МПа}$. В обоих случаях начальная масса рабочего тела одинакова. На рисунках 2.2 а,б представлены циклы работы для двух вариантов дроссельной системы охлаждения.

Пусть стандартный и БКЗ имеют равные объёмы $V_6=10\text{л}$. Начальная масса рабочего тела равна соответственно $m_o=3\text{кг}$. Холодопроизводительность системы должна составлять величину $Q_x=10\text{Вт}$.

Расчёт для дроссельной системы первого вида выполняется следующим образом в соответствии с [25].

Используя данные о температуре азота до и после дросселирования, определяются соответствующие значения энтальпии i_5 , i_6 и i_2 [26]:

По условию баланса в теплообменнике теоретически:

$$q_T^{теор} = i_2 - i_{3T} = i_6 - i_5, \quad (2.1)$$

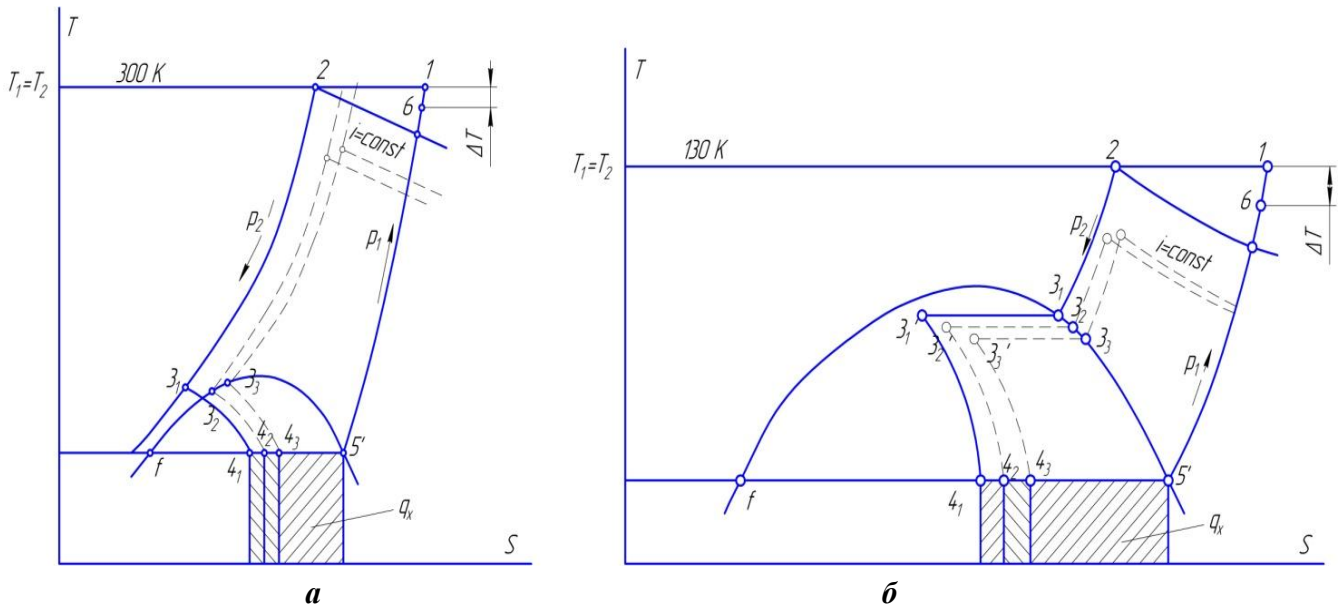
$$\text{т.е. } i_{3T} = i_2 - i_6 + i_5 \quad (2.2)$$

Если принять эффективность теплообменника в 95%, то за счёт теплопритоков из окружающей среды в теплообменник поступит $q_c = 0,05 q_T^{теор}$; соответственно действительное значение энтальпии в точке 3 рассчитывается с помощью выражения:

$$i_3 = i_{3T} + q_c \quad (2.3)$$

Удельная холодопроизводительность составит:

$$q_x = i_5 - i_4 = i_5 - i_3. \quad (2.4)$$



**Рисунок. 2.2 – T–S диаграмма процессов в дроссельной системе охлаждения
а – дроссельная система со стандартным баллоном, б – дроссельная система с
универсальным газовым баллоном.**

Потребный расход азота определяется полной холодопроизводительностью $Q_x = 10 \text{Вт}$:

$$G_{N_2} = \frac{Q_x}{q_x} \quad (2.5)$$

Время работы системы в режиме дросселирования разбивается на равные промежутки времени (шаг расчёта) $\Delta\tau$ и делается допущение, что за данный промежуток времени расход, давление и другие параметры газа в баллоне не изменяются. Принимаем $\Delta\tau = 10$ мин. За данный промежуток времени масса азота в баллоне уменьшится на:

$$\Delta m = G_{N_2} \cdot \Delta \tau \quad (2.6)$$

Оставшаяся масса азота в баллоне:

$$m_{i-1} = m_i - \Delta m \quad (2.7)$$

В соответствии с [27] через промежуток времени $\Delta \tau$ давление p_i в баллоне примет значение:

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{m_i}{m_{i-1}} \right)^k, \quad (2.8)$$

где k – коэффициент адиабаты рабочего тела, i – номер шага расчёта. Затем расчёт повторяется до тех пор пока удельная холодопроизводительность q_x не примет отрицательного значения. Полное время работы системы охлаждения соответственно равно:

$$\tau = \Delta \tau \cdot n. \quad (2.9)$$

где n – количество шагов расчёта.

Аналогично выполняется расчёт для второго варианта дроссельной системы охлаждения. Расчёт отличается только тепловым балансом в теплообменнике–регенераторе:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{T1}^{meop} = i_2 - i_{3T} = i_6 - i_5, \\ q_{T2}^{meop} = i_{3T} - i_4 = i_5 - i_5, \end{array} \right. \quad (2.10)$$

$$\left. \begin{array}{l} q_{T2}^{meop} = i_{3T} - i_4 = i_5 - i_5, \end{array} \right\} \quad (2.11)$$

Результаты расчётов, показывают, что время функционирования разомкнутой дроссельной системы охлаждения со стандартным баллоном и разомкнутой дроссельной системы охлаждения с универсальным газовым баллоном соответственно равны $\tau_{cm}=60$ мин и $\tau_{криог}=90$ мин. Графики изменения расхода хладагента и удельной холодопроизводительности по времени работы систем охлаждения представлены на рисунке 2.3 и 2.4.

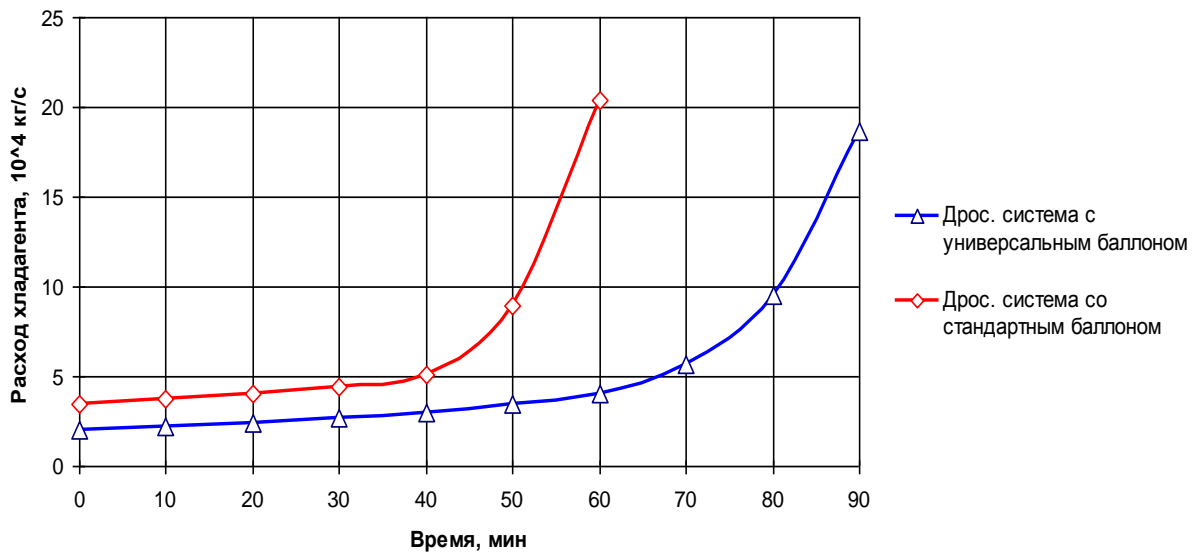


Рисунок 2.3 – График изменения расхода хладагента по времени работы систем охлаждения

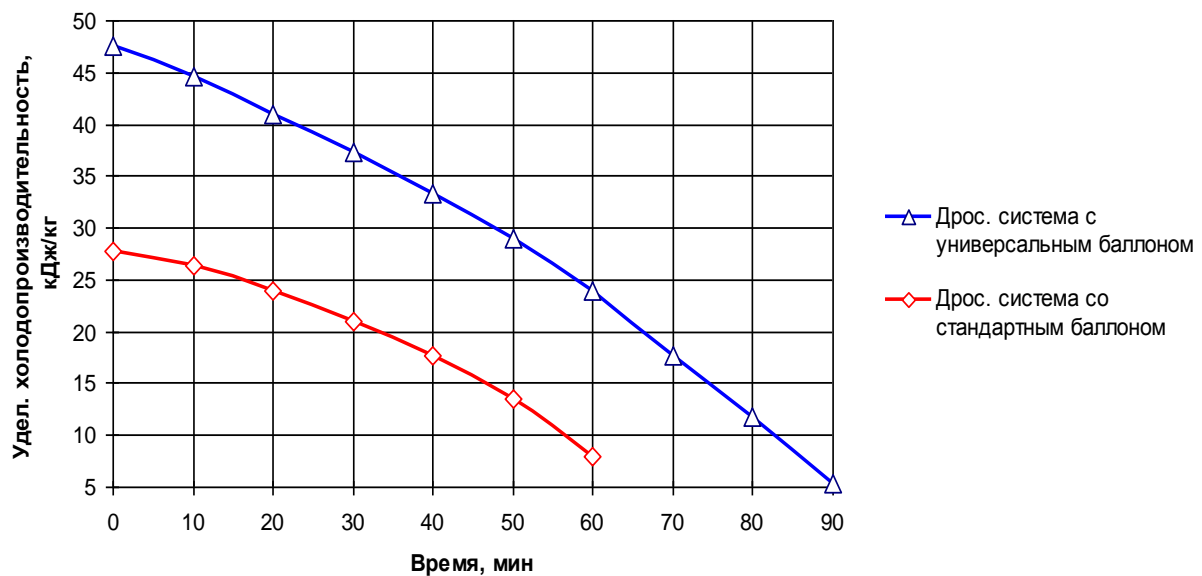


Рисунок 2.4 – График изменения удельной холодопроизводительности по времени работы систем охлаждения.

Для сравнения выполним расчёт в режиме испарительного охлаждения для жидкого азота (80К) при среднем значении теплоты испарения $r = 150$ кДж/кг (в диапазоне давлений (0,1...0,3 МПа). Расход криогенного компонента составит:

$$G_{жс} = \frac{Q_x}{r} = \frac{10}{150 \cdot 10^3} = 0.67 \cdot 10^{-4} \text{ (кг / с)}. \quad (2.12)$$

Время отбора жидкой фазы азота и ее газификации (и соответственно время работы) составит:

$$\tau_{жс} = \frac{m_0}{G_{жс}} = \frac{3}{0,67 \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 12,5(ч). \quad (2.13)$$

На рисунке 2.5 приведён график зависимости времени работы системы от температуры криоагента, на котором вправо от точки А рабочее тело в баллоне находится в однофазном состоянии, а слева до точки А в двухфазном (что неудобно для наземной работы дроссельной системы). Диапазон слева можно рассматривать как область работы испарительных систем, или систем другого типа.

Учитывая специфику существующих авиационных дроссельных систем, можно утверждать, что по технологическим и эксплуатационным требованиям рассматриваемая система охлаждения на базе БКЗ имеет свои преимущества и перспективы.

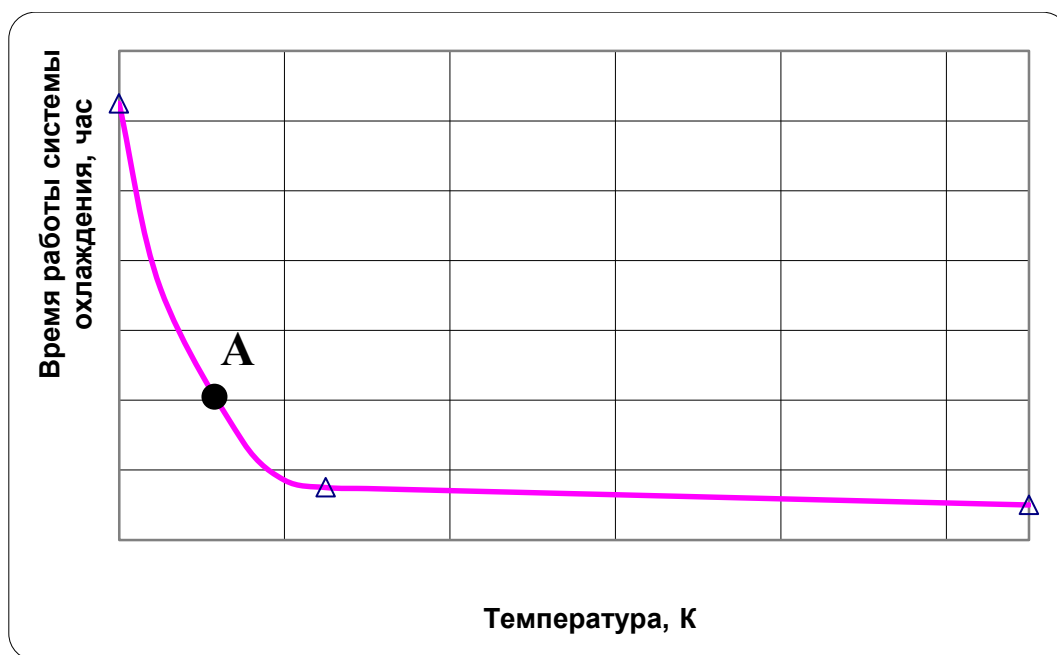


Рисунок 2.5 – Время работы системы охлаждения в зависимости от начального состояния и температуры рабочего тела в баллоне

Она обеспечивает необходимую холодопроизводительность при расходе хладагента в 2–2,5 раза меньшем, чем в случае использования сжатого газа из стандартных баллонов дроссельных систем. Это в свою очередь приводит к

увеличению времени функционирования системы, либо позволяет уменьшить массу и габариты баллона. Применение такого баллона в указанной области позволяет также уменьшить время и энергозатраты при заправке.

Следует отметить, что начальные параметры рабочего тела в баллоне будут определяться временем прошедшим после его заправки криагентом (например, временем его нахождения на складе). Естественно, что максимальное время функционирования системы охлаждения будут в том случае, когда баллон сразу после заправки будет подключён к системе, минимальное (номинальное) время работы системы охлаждения будет соответствовать полной газификации криагента и прогрева его до нормального уровня температуры (297К), после чего газ будет использоваться по обычному циклу, то есть штатному варианту на сжатом газе. Все остальные промежуточные между этими состояниями параметрические уровни определяют время функционирования системы больше, чем номинальное.

Таким образом, из приведённого выше следует, что объективно полезным и своевременным будет применение БКЗ в составе бортовых систем охлаждения, так как он может удовлетворять существующим технологиям использования компримированных газов и криогенных жидкостей, увеличить время функционирования системы, сэкономит время и затраты энергии на заправку.

2.2 Расчёт параметров дроссельной системы охлаждения

Ниже представлен расчёт стандартной баллонной дроссельной системы охлаждения. В качестве исходных данных приняты следующие основные параметры ДСО:

$$T_1 = T_2 = 290 \text{ K}; \quad T_4 = T_5 = 80 \text{ K};$$

$$p_2 = 100 \text{ бар}, \quad p_1 = 1,5 \text{ бар};$$

$$V = 1 \text{ л} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$Q_0 = 1 \text{ Вт};$$

$$R = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Для начала расчёта используется диаграмма состояния азота. При известных T и p по диаграмме снимаем значения энтальпий в точках 1, 2, 5.

$$i_1 = 8400 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}, \quad i_2 = 7900 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}, \quad i_5 = 2200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

В соответствии с тепловым балансом в теплообменнике-регенераторе ДСО определяется тепловые потоки на участках 5-1, 2-3 соответственно по следующим формулам:

$$q_{5-1} = i_1 - i_5;$$

$$q_{2-3} = i_2 - i_3, \quad i_3 = i_4.$$

Учитывая, что процесс 3-4 происходит при постоянной энтальпии, то получаем следующее уравнение:

$$q_{5-1} = q_{2-3} \Rightarrow i_1 - i_5 = i_2 - i_3 \Rightarrow$$

Из полученного уравнения определяем значение энтальпии в точке 3:

$$i_3 = i_2 - i_1 + i_5 = 7900 - 8400 + 2200 = 1700 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

Для проведения расчётов выбирается рабочий шаг по времени в течении которого считаем, что параметры во всех точках остаются постоянными. Например, в данном случае рабочий шаг по времени работы системы в режиме дросселирования принимается равным $\Delta \tau = 150 \text{ с}$.

За данный промежуток времени масса азота в баллоне уменьшится в соответствии с соотношением:

$$\Delta m = G \cdot \Delta \tau;$$

При этом средний массовый расход азота определится выражением:

$$G = \frac{Q}{q_0}.$$

Далее определяется удельная холодопроизводительность ДСО на данном шаге расчёта по следующему соотношению:

$$q_0 = i_5 - i_4 = 2200 - 1700 = 500 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$
$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{500}{28 \cdot 10^{-3}} = 17,86 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

Так как на диаграмме состояния параметры энтальпии имеют размерность Дж/моль·К, то для расчётов ее необходимо в дальнейшем перевести в Дж/кг·К:

$$q_0 = i_5 - i_4 = 2200 - 1700 = 500 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$
$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{500}{28 \cdot 10^{-3}} = 17,86 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

Далее определяется среднемассовый расход:

$$G = \frac{1}{17,86 \cdot 10^3} = 0,06 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Масса уходящего из баллона рабочего тела за шаг времени определяется по следующему выражению:

$$\Delta m = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

Оставшаяся масса азота в баллоне рассчитывается по формуле:

$$m_i = m_0 - \Delta m = 0,116 - 0,009 = 0,107 \text{ кг}.$$

где m_0 – начальная масса рабочего тела в баллоне, которое определяется по уравнению идеального газа:

$$p_2 V = m_0 R T \Rightarrow m_0 = \frac{p_2 V}{R T}.$$

$$m_0 = \frac{100 \cdot 10^5 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{297 \cdot 290} = 0,116 \text{ кг}.$$

Через промежуток времени $\Delta \tau$ давление p_o в баллоне примет значение в соответствии с работой [28]:

$$p_{2i} = p_{20} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k;$$

где k – коэффициент адиабаты. Расчёт в соответствии с формулой (1)

$$p_{2i} = 100 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,107}{0,116} \right)^{1,4} = 89 \text{ бар} = 8,9 \text{ МПа}.$$

Затем при получившемся давлении p_{2i} и температуре T_2 снова определяются значение энтальпии в точке 2 и повторяется расчёт. Процесс пересчёта будет повторяться до тех пор, пока удельная холодопроизводительность q_0 не примет отрицательного значения или не станет равна нулю.

Расчётный шаг № 2:

$$i_{2'} = 7990 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2'} - i_{3'} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3'} = i_{2'} - i_6 + i_5 = 7990 - 8400 + 2200 = 1790 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3'} = i_{4'}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4'} = 2200 - 1790 = 410 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{410}{28 \cdot 10^{-3}} = 14,64 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{14,64 \cdot 10^3} = 0,068 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,068 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,107 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,107 - 0,010 = 0,097 \text{ кг}.$$

$$p_{2'i} = p_2 \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k ; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2'i} = 89 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,097}{0,107} \right)^{1,4} = 77,96 \text{ бар} = 7,8 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 3:

$$i_{2'} = 8000 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2'} - i_{3'} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3'} = i_{2'} - i_6 + i_5 = 8000 - 8400 + 2200 = 1800 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3'} = i_{4'}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4'} = 2200 - 1800 = 400 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{400}{28 \cdot 10^{-3}} = 14,29 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{14,29 \cdot 10^3} = 0,07 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,07 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 10,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,097 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,097 - 0,011 = 0,086 \text{ кг}.$$

$$p_{2'i} = p_{2'} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k ; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2'i} = 77,96 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,086}{0,097} \right)^{1,4} = 66,27 \text{ бар} = 6,63 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 4:

$$i_{2^m} = 8100 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^m} - i_{3^m} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^m} = i_{2^m} - i_6 + i_5 = 8100 - 8400 + 2200 = 1900 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^m} = i_{4^m}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^m} = 2200 - 1900 = 300 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{300}{28 \cdot 10^{-3}} = 10,71 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{10,71 \cdot 10^3} = 0,09 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,086 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,086 - 0,014 = 0,072 \text{ кг}.$$

$$p_{2^m i} = p_{2^m} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1,4;$$

$$p_{2^m i} = 66,27 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,072}{0,086} \right)^{1,4} = 51,69 \text{ бар} = 5,17 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 5:

$$i_{2^{IV}} = 8150 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^{IV}} - i_{3^{IV}} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^{IV}} = i_{2^{IV}} - i_6 + i_5 = 8150 - 8400 + 2200 = 1950 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^{IV}} = i_{4^{IV}}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^{IV}} = 2200 - 1950 = 250 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{250}{28 \cdot 10^{-3}} = 8,93 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{8,93 \cdot 10^3} = 0,11 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,11 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,072 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,072 - 0,017 = 0,055 \text{ кг}.$$

$$p_{2^{iv}i} = p_{2^{iv}} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2^{iv}i} = 51,69 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,055}{0,072} \right)^{1,4} = 35,15 \text{ бар} = 3,52 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 6:

$$i_{2^v} = 8200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^v} - i_{3^v} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^v} = i_{2^v} - i_6 + i_5 = 8200 - 8400 + 2200 = 2000 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^v} = i_{4^v}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^v} = 2200 - 2000 = 200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{200}{28 \cdot 10^{-3}} = 7,14 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{7,14 \cdot 10^3} = 0,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,14 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 21 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,086 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,086 - 0,021 = 0,065 \text{ кг}.$$

$$p_{2^vi} = p_{2^{iv}} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2^vi} = 66,27 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,065}{0,086} \right)^{1,4} = 23,55 \text{ бар} = 2,35 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 7:

$$i_{2^{vi}} = 8300 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^{vi}} - i_{3^{vi}} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^{VI}} = i_{2^{VI}} - i_6 + i_5 = 8300 - 8400 + 2200 = 2100 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^{VI}} = i_{4^{VI}}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^{VI}} = 2200 - 2100 = 100 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{100}{28 \cdot 10^{-3}} = 3,57 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{3,57 \cdot 10^3} = 0,28 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,28 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 42 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

Расчётный шаг № 8:

$$m_0 = 0,065 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,065 - 0,042 = 0,023 \text{ кг}.$$

$$p_{2^{VI}i} = p_{2^V} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1,4;$$

$$p_{2^{VI}i} = 23,55 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,023}{0,065} \right)^{1,4} = 5,42 \text{ бар} = 0,54 \text{ МПа}.$$

$$i_{2^{VII}} = 8400 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^{VII}} - i_{3^{VII}} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^{VII}} = i_{2^{VII}} - i_6 + i_5 = 8400 - 8400 + 2200 = 2200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^{VII}} = i_{4^{VII}}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^{VII}} = 2200 - 2200 = 0.$$

Так как термодинамические параметры рабочего тела перед дроссельным вентилем снижаются, точка 3 перемещается вправо по графику приложения 3. В определённый момент времени при дросселировании потока (процесс 3-4) параметры точки 4 совпадут с параметрами точки 5. И это приведёт к тому, что удельная холодопроизводительность станет равна нулю.

Полное время работы системы охлаждения соответственно равно:

$$\tau = \Delta \tau \cdot n = 150 \cdot 6 = 900 \text{ с}.$$

2.3 Задачи для раздела

1. Определить сжижаемую долю воздуха и расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в простом регенеративном цикле при начальной температуре воздуха 30°C и давлении сжатия $p_{\text{абс}} = 200 \text{ кгс/см}^2$. Общие потери холода $10,5 \text{ кДж}$ на 1 кг перерабатываемого воздуха.

2. Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха при дросселировании воздуха с 200 до 1 кгс/см^2 в цикле с предварительным аммиачным охлаждением до -50°C . Удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки 4820 кДж на 1 кВт-ч. Потери холода от недорекуперации и в окружающую среду не учитывать. Начальная температура воздуха 15°C .

3. Определить ожижаемую долю воздуха и расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в установке, работающей с циркуляцией воздуха под давлением. Давление сжатия $p_{\text{абс}} = 200 \text{ кгс/см}^2$; промежуточное давление $p_{\text{абс}} = 50 \text{ кгс/см}^2$; низкое давление 1 кгс/см^2 ; $M = 0,2$; начальная температура воздуха 25°C . Потери холода не учитывать.

4. Определить потребляемую мощность и количество жидкого воздуха, получаемого в цикле среднего давления с отдачей внешней работы, при переработке $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха (при 0°C и 760 мм рт. ст.). Воздух сжимается до 40 кгс/см^2 ; температура воздуха перед детандером -80°C ; температура воздуха после компрессора (перед входом в теплообменник) 30°C ; доля воздуха, направляемого в детандер $0,8$. Определить также расход энергии на 1 кг жидкого воздуха. Общие потери холода принять в размере $11,5 \text{ кДж}$ на 1 кг перерабатываемого воздуха.

5. Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в цикле высокого давления с отдачей внешней работы при сжатии воздуха до 200 кгс/см^2 и давлении после детандера 8 кгс/см^2 ; $M = 0,5$. Общие потери холода $14,7 \text{ кДж}$ на 1 кг перерабатываемого воздуха. Начальная температура воздуха 30°C .

6. При испытании турбодетандера установлено, что воздух в нем расширяется от 4 до $1,2 \text{ кгс/см}^2$, причём от турбодетандера отводилась мощность в 4 кВт и через него проходило 650 кг/ч . Определить

термодинамический КПД турбодетандера. Сжатый воздух поступал в турбодетандер при 114 К.

7. Определить расход энергии на 1 кг жидкого воздуха в цикле низкого давления с турбодетандером, если известно, что компрессором сжимается 6000 м³/ч воздуха (при нормальных условиях) до $p_{абс} = 7 \text{ кгс/см}^2$. Турбодетандер отдаёт мощность 55 кВт. Потери от недорекуперации и в окружающую среду составляют 6,3 кДж на 1 м³ сжимаемого воздуха (при нормальных условиях). Для компрессора изотермический КПД принять равным 0,7. Воздух поступает в установку при 35°C. В турбодетандер направляется 80% перерабатываемого воздуха. Коэффициент испарения $a = 1,25$.

8. Сколько кубических метров воздуха необходимо переработать для получения 200 м³ кислорода 99% чистоты, если отборный азот содержит 10% кислорода?

9. По практическим данным, потери холода составляют 335 кДж с 1 м² наружной поверхности кожуха теплоизолирующего цилиндрического бака, заполненного жидким метаном. Внутренние размеры бака: $D = H = 1,1 \text{ м}$. Бак окружён со всех сторон изоляцией толщиной 300 мм. Определить время испарения всей жидкости, если вначале бак был залит полностью. Плотность жидкого метана 415 кг/м³.

10. Определить затрату энергии при получении 1 кг жидкого метана по простому регенеративному циклу. Метан сжимается до давления 150 кгс/см². Температура метана после компрессора 300 К.

11. Определить расход энергии при получении 1 кг жидкого метана в цикле с предварительным аммиачным охлаждением до -45°C при давлении сжатия метана 150 кгс/см². Удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки 4820 кДж/(кВт·ч).

12. В установке для получения газообразного кислорода, работающей по циклу среднего давления с отдачей внешней работы, давление поступающего воздуха 20 кгс/см². Недорекуперация составляет 8°C, потери холода в окружающую среду 8,38 кДж на 1 м³ перерабатываемого воздуха. В детандере

воздух расширяется от 20 кгс/см^2 (при 140 К) до 6 кгс/см^2 , к.п.д. детандера $0,65$.
 Определить долю воздуха, направляемого в детандер, пренебрегая эффектом дросселирования воздуха от 6 до 1 кгс/см^2 .

2.4 Примеры решения задач

Пример 1. Определить количество получаемого в 1 ч жидкого воздуха и необходимую для этого затрату мощности при переработке 200 кг/ч воздуха, сжатого до 200 кгс/см^2 . Установка работает по простому регенеративному циклу Линде. Температура воздуха до и после компрессора (при входе в теплообменник) $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Воздух дросселируется до 1 кгс/см^2 . Потери холода в окружающую среду принять в размере $4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж}$ на 1 м^3 воздуха (при нормальных условиях). Недорекуперация 5°C .

Решение. На рисунке 6.9 даны принципиальная схема установки и изображение процесса в координатах T - S . Для расчёта пользуемся диаграммой T - S для воздуха.

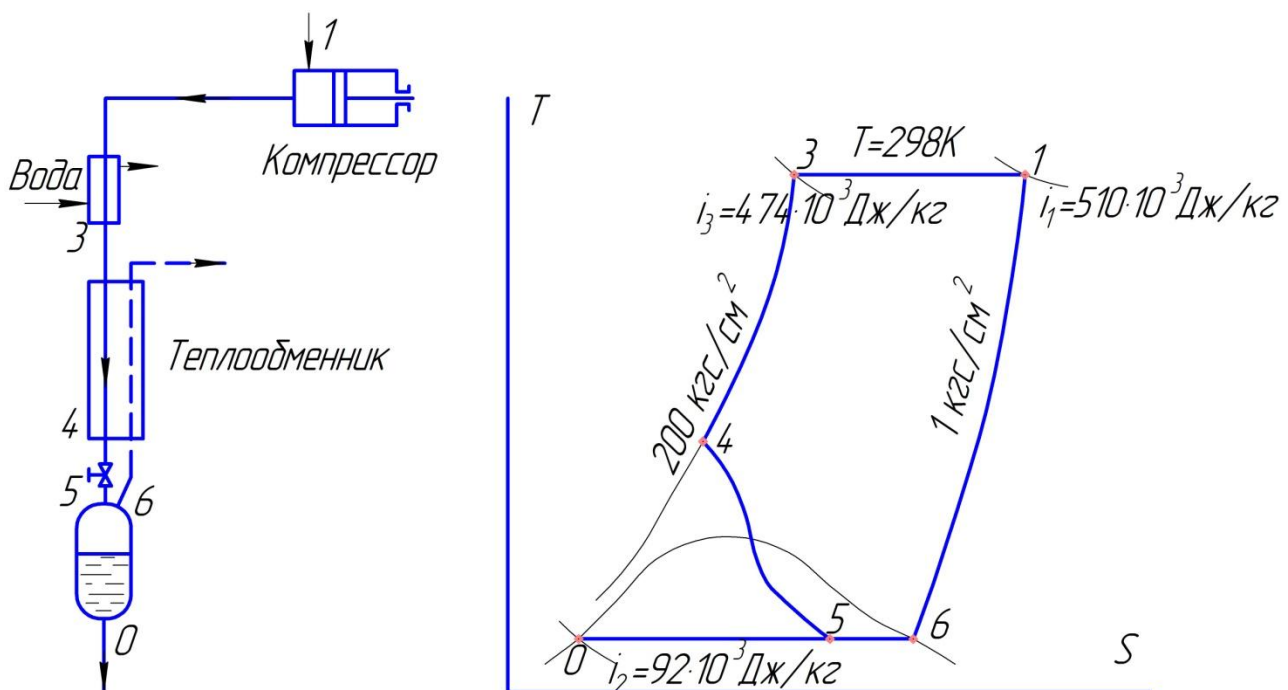


Рисунок 2.6 - к примеру 1

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле:

$$q = i_1 - i_3 = (510 - 474) \cdot 10^3 = 36 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Потери холода на 1 кг перерабатываемого воздуха определяем по следующим формулам:

а) потери от недорекуперации

$$q_{нео} = c_p \Delta t = 1,01 \cdot 10^3 \cdot 5 = 5,05 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$$

б) потери в окружающую среду

$$q_{о.с.} = 4,19 \cdot 10^3 / 1,29 = 3,25 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Суммарные потери:

$$q_{ном} = (5,05 + 3,25) \cdot 10^3 = 8,3 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле:

$$y = \frac{(i_1 - i_3) - q_{ном}}{i_1 - i_0} = \frac{(36 - 8,3) \cdot 10^3}{(510 - 92,1) \cdot 10^3} = 0,067.$$

Расход ожижаемого воздуха:

$$G_{жс} = 200 \cdot 0,067 = 13,4 \text{ кг/ч}.$$

Затрачиваемую на валу компрессора мощность определяем по формуле:

$$N = 1,69 G_c R T \ln \frac{p_2}{p_1} = 1,69 \frac{200}{3600} \frac{287}{1000} 298 \ln \frac{200}{1} = \frac{1,69}{18} 0,287 \cdot 298 \cdot 2,31 \lg 200 = 42,5 \text{ кВт}.$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха;

$$N_{уд} = 42,5 / 13,4 = 3,16 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг}.$$

Пример 2. Определить расход перерабатываемого воздуха для получения 50 кг/ч жидкого воздуха и затрачиваемую при этом мощность, если ожижение ведётся по циклу с предварительным (аммиачным) охлаждением воздуха до -35°C . Давление сжатия 200 кгс/см^2 , дросселирование до 1 кгс/см^2 . Начальная температура воздуха 25°C . Суммарные потери холода в окружающую среду и от недорекуперации принять в размере $8,8 \text{ кДж/кг}$.

Решение. Для определения удельных энтальпий воспользуемся диаграммой T-S для воздуха.

Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле:

$$q' = i'_1 - i'_3 = (449 - 386) \cdot 10^3 = 63 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг},$$

где i'_1 - удельная энтальпия воздуха при $\rho = 1 \text{ кгс/см}^2$ и $t = -35^\circ\text{C}$; i'_3 - удельная энтальпия воздуха при $\rho = 200 \text{ кгс/см}^2$ и $t = -35^\circ\text{C}$.

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле:

$$y = \frac{(i'_1 - i'_3) - q_{nom}}{i'_1 - i'_0} = \frac{(63 - 8,8) \cdot 10^3}{(449 - 92) \cdot 10^3} = 0,153.$$

Для получения 50 кг/ч жидкого воздуха необходимо перерабатывать воздуха:

$$G = 50 / 0,153 = 327 \text{ кг/ч}.$$

Количество теплоты, передаваемой в аммиачном теплообменнике, определяем по формуле:

$$q_a = q' - q + y(i_1 - i'_1) = 63 \cdot 10^3 - 36 \cdot 10^3 + 0,153(510 - 449) \cdot 10^3 = 36 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг},$$

где $q = 36 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ и $i_1 = 510 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

Определяем мощность на валу воздушного компрессора:

$$N = 1,69 G_c R T \ln \frac{p_2}{p_1} = 1,69 \frac{327}{3600} 287 \cdot 298 \cdot 2,3 \ln 200 = 69,5 \text{ кВт}.$$

Мощность, потребляемая аммиачным компрессором:

$$N_a = \frac{36 \cdot 327}{8540 \cdot 0,66} = 2,11 \text{ кВт}.$$

Здесь 8540 кДж/(кВт·ч) - теоретическая удельная холодопроизводительность аммиачной холодильной установки при температуре испарения аммиака -40°C ; 0,66 - принятый общий к. п. д. аммиачного компрессора.

Общая расходуемая мощность:

$$N_p = 69,5 + 2,11 = 71,61 \text{ кВт}.$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$$N_{y0} = 71,61 / 50 = 1,43 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кг}.$$

Пример 3. Определить ожижаемую долю и удельный расход энергии при получении жидкого воздуха по схеме с циркуляцией воздуха под давлением. Высокое давление воздуха 200 кгс/см^2 , среднее давление 50 кгс/см^2 .

Температура воздуха при входе в теплообменник 20°C. Доля воздуха, дросселируемого до низкого давления, $M = 0,3$. Суммарные потери холода от недорекуперации и в окружающую среду составляют 10,5 кДж на 1 м³ воздуха (при нормальных условиях) высокого давления, поступающего в установку.

Решение. На рисунке 6.10 даны принципиальная схема установки с циркуляцией воздуха под давлением и изображение процесса в координатах T-S. Для определения удельных энтальпий воспользуемся диаграммой T-S для воздуха. Удельную холодопроизводительность цикла определяем по формуле:

$$q = (i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) = (494 - 467) \cdot 10^3 + 0,3(505 - 494) \cdot 10^3 = 30 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

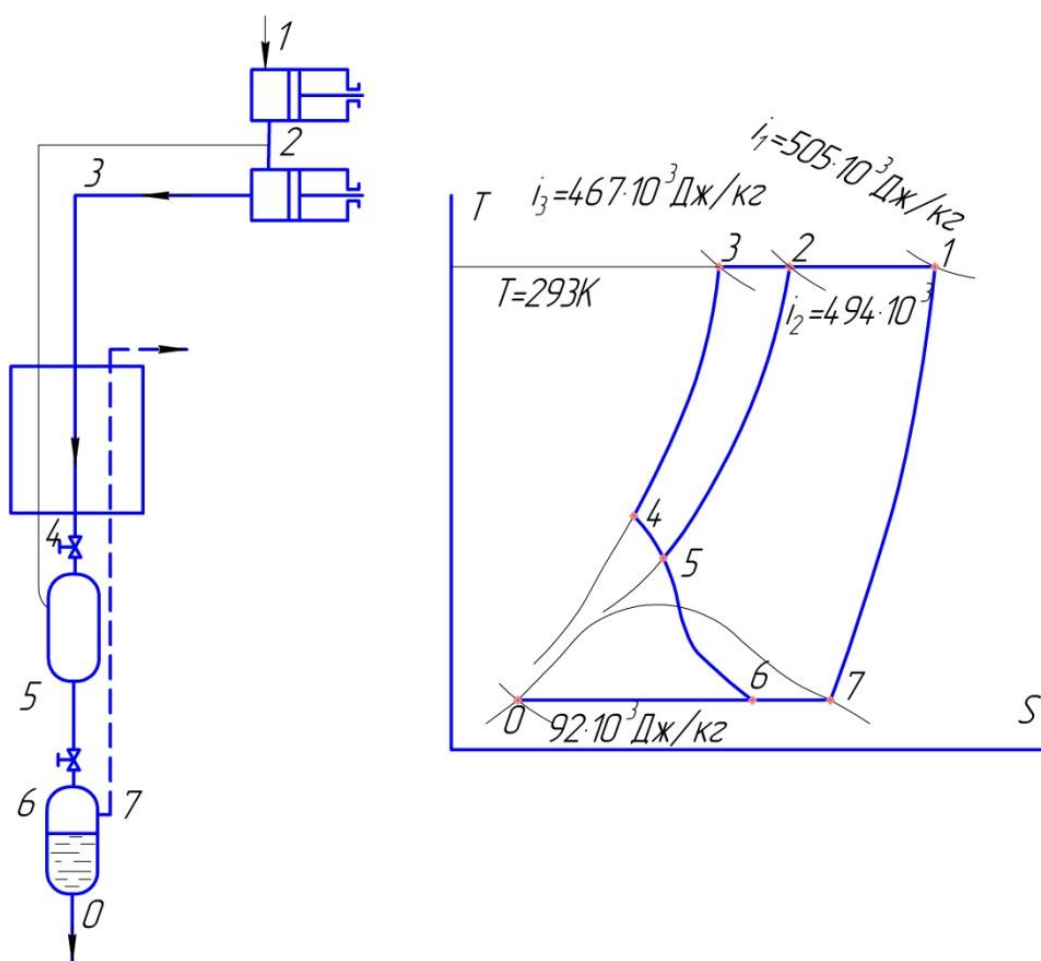


Рисунок 2.7 - к примеру 3

Ожижаемую долю y определяем по уравнению:

$$y = \frac{(i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) - q_{nom}}{i_1 - i_0} = \frac{30 \cdot 10^3 - (10,5 \cdot 10^3 / 1,29)}{(505 - 92) \cdot 10^3} = 0,053.$$

Мощность на валу компрессора определяем по формулам:

$$N' = 1,69 \frac{1}{3600} 287 \cdot 293 \cdot 2,31g \frac{200}{50} = 54,5 \text{ кВт} ;$$

$$N'' = 1,69 \frac{0,3}{3600} 287 \cdot 293 \cdot 2,31g \frac{50}{1} = 46,1 \text{ кВт} ;$$

$$N = (54,5 + 46,1) / 1000 = 0,1 \text{ кВт} .$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$$N_{\text{уд}} = 0,1 / 0,053 = 1,89 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кг} .$$

Заключение

В данном пособии рассмотрено современное состояние развития бортовых систем охлаждения аэрокосмического назначения, а также рассмотрены принципы выбора их типа для обеспечения необходимого температурного режима работы различных устройств и систем на борту ЛА.

Подробно рассмотрены теоретические основы работы дроссельной системы охлаждения замкнутого и баллонного типов, а также рассмотрены вопросы повышения их эффективности.

В качестве нового элемента баллонной дроссельной СО предложена емкость с криогенной заправкой, что позволяет получать криопродукт в однофазном состоянии и значительно улучшить эффективность ДСО.

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчёта параметров рабочего тела в баллоне с криогенной заправкой (БКЗ) в составе дроссельной системы охлаждения позволяющая прогнозировать состояние рабочего тела и обеспечивать необходимыми данными испытания БКЗ в его производстве и эксплуатации. Теоретически и экспериментально доказана возможность, и перспективность применения БКЗ для систем охлаждения бортовых комплексов летательных аппаратов.

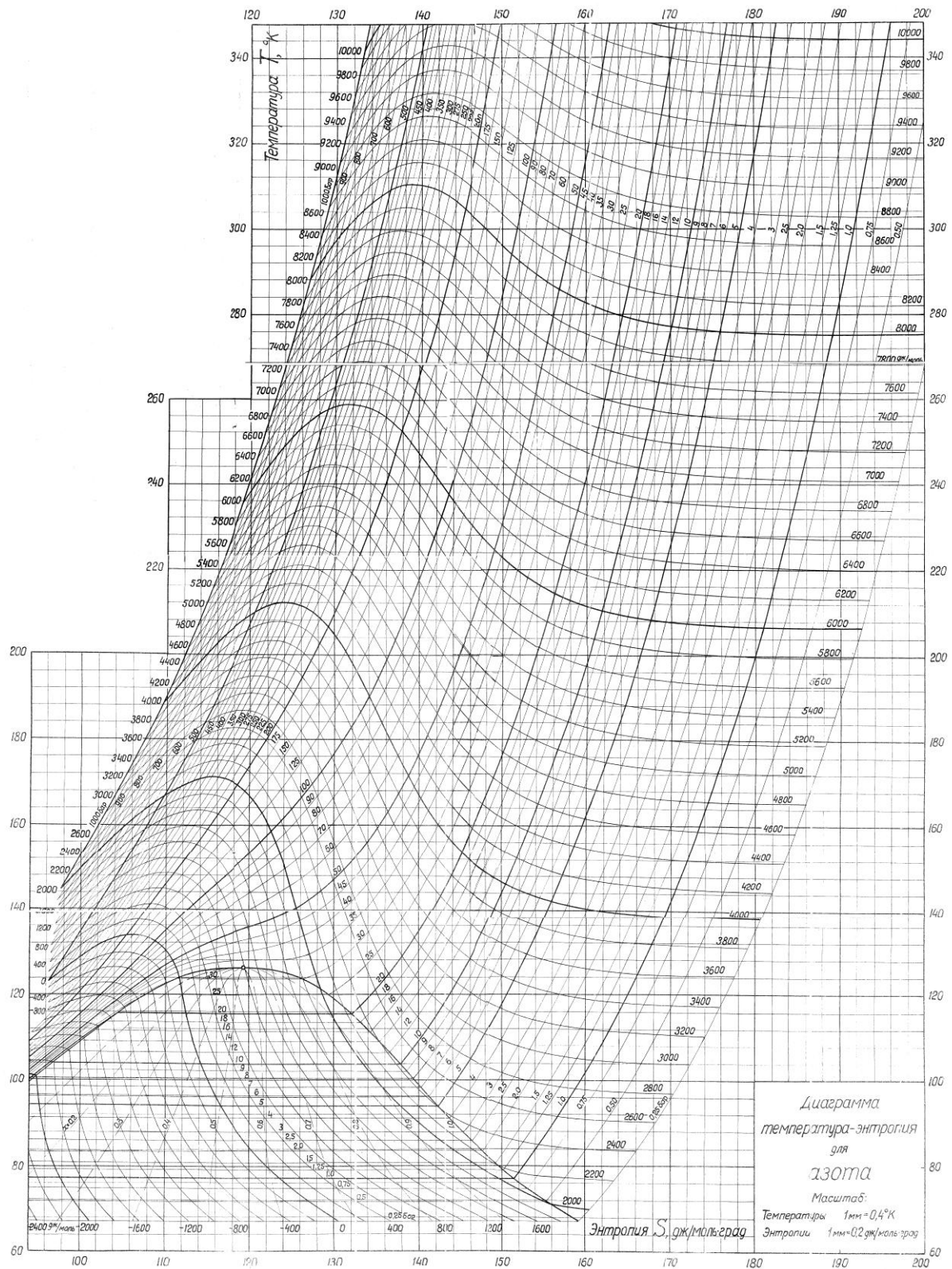
В пособии приведены примеры расчёта дроссельного холодильника и его теплообменного аппарата, которые позволят самостоятельно рассчитать основные параметры аналогичных систем охлаждения.

Приложение 1. Исходные данные к заданию 2

Вариант	$p_2, \text{атм.}$	$Q_o, \text{Вт.}$	$V, \text{л.}$	$T_1, \text{К.}$	$T_4, \text{К.}$
1	100	0,1	1	283	80
2	150	1	1,5	285	80
3	200	1,5	1,75	287	80
4	220	2	2,295	290	80
5	250	2,5	2,5	291	80
6	300	3	3	293	80
7	320	3,5	3,5	295	80
8	350	4	4	297	80
9	400	4,5	4,5	300	80
10	400	5	5	300	80
11	160	2,1	1	283	80
12	175	10	1,8	285	80
13	180	15	1,95	287	80
14	230	2,8	2,5	290	80
15	210	5	1,5	291	80
16	280	4	2	293	80
17	270	6	3	295	80
18	320	3	4	297	80
19	200	4,5	4,5	280	80
20	250	4	3,5	290	80

Во всех вариантах в качестве рабочего вещества используется азот. Газовая постоянная азота $R = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, коэффициент адиабаты $k=1,4$.

Приложение 2. Т-Э-диаграмма состояния азота



Список литературы

1. Архаров, А.М. Криогенные системы: основы теории и расчёта [Текст] / А.М. Архаров. – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
2. Архаров, А.М. Низкотемпературные газовые машины (криогенераторы) [Текст] / А.М. Архаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 224с.
3. Фрадков, А.Б. Гелиевые и водородные криостаты без дополнительного охлаждения жидким азотом [Текст] / А.Б. Фрадков // «Приборы и техника эксперимента», 1961, № 4.– С 25-35.
4. Красночуб, Е.К. Микрокриогенные системы охлаждения космических летательных аппаратов инфракрасного наблюдения на основе микрокриогенных систем [Текст] / Е.К. Красночуб // Полет. – Самара, 2004. – №11. – С. 41-48.
5. Бродянский, В.М. Методика расчёта схем криогенных установок [Текст] : учеб.пособие / В.М. Бродянский, А.Г. Тащина. – М.: Моск. энергетич. инст., 1972. – 86 с.
6. Новотельнов, В.Н. Криогенные машины [Текст] / В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус. – Спб.: Политехника, 1991. – 335 с.
7. Mc Cormick, J.A. Progress on the development of miniature turbo machines for low-capacity reverse-Braytoncryocoolers / J.A. Mc Cormick, W.L. Swift, H. Sixsmith // Cryocoolers 9, Plenum Press, New York, 1997.– P.– 475-483.
8. Nellis, G. Reverse Braytoncryocooler for NICMOS / G. Nellis, F. Dolan, J. Mc Cormick, W. Swift, H. Sixsmith, J. Gibbon, S. Castles // Cryocoolers 10, Plenum Press, New York, 1999.–P.–431-438.
9. Gedeon, D. DC gas flows in Stirling and pulse tube refrigerators / D. Gedeon // Cryocoolers 9, Plenum Press, New York, 1997.–P.–385-392.
10. Biberman, L.M. A brief history of imaging devices for night vision / L.M. Biberman, and R.L. Sendall // in Electro-Optical Imaging: System Performance and Modeling, edited by L.M. Biberman, SPIE Press, Bellingham, 2000.–Chapter 1.–P. 11-26.
11. Cryogeniccoolers [Электронный ресурс]: база данных содержит сведения о фирме «Astrium». – Режим доступа: <http://www.astrium-space.com/>, свободный.

12. Baars J. New aspects of the material and device technology of intrinsic infrared photo detectors / J. Baars // *Physics and Narrow Gap Semiconductors*, edited by E. Gornik, Springer, Berlin, 1982.–P.–280-282.
13. Elliott C.T. An integrating detector for serial scan thermal imaging / C.T. Elliott, D. Day, B.J. Wilson // *Infrared Physics*, 1982.–№2.–P.– 31–42.
14. Köhler J.W.L. Fundamentals of the gas refrigeration machine / J.W.L. Köhler, C.O. Jonkers // *Philips Tech*, 1954.–Rev. 16 №3.–P.– 69-78.
15. Little, W. A. Recent developments in Joule-Thomson cooling: gases, coolers, and compressors / W.A. Little // *Proc. 5th International Conference on Cryocoolers*. Monterey CA, 1988.–№2.– P.–3-11.
16. Кузьменко, Г.П. Разработка и исследование высокопроизводительных теплообменных каналов криогенных испарителей [Текст] / Г.П.Кузьменко, В.К.Орлов, В.Е. Позняк // *Химическое и нефтяное машиностроение*. 1980.– №3.– С. 13–15.
17. Фастовский, В. Г., Петровский Ю. В., Ровинекий А. Е. Криогенная техника [Текст] / А.Г. Надольников, В.Г. Фастовский, Ю.В. Петровский. – М.: изд-во «Энергия», 1967.– 273 с.
18. Скотт, Р.Б. Техника низких температур [Текст] / Р.Б Скотт.–М.: Изд-во иностр. лит., 1962. – 435 с.
19. Radebaugh R. Recent developments in cryocoolers / R. Radebaugh // *Proc. 19th International Congress of Refrigeration*, The Hague, Netherlands, 1995.–№2.–P.– 973-989.
20. Radebaugh, R. A comparison of three types of pulse tube refrigerators: New methods for reaching 60 K / R. Radebaugh, J. Zimmerman, D.R. Smith, B. Louie // *Adv. in Cryogenic Engineering*, Plenum Press, New York, 1986.–Vol. 31.– P.– 779-789.
21. Бамбушек, Е.М. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин [Текст] / Е.М. Бамбушек [и др.]; общ.ред. И.А. Сакун.– Л.: Машиностроение, 1987. – 422 с.
22. Чумак, И.Г. Холодильные установки [Текст] / И.Г. Чумак [и др.] – М.: Агропромиздат, 1991. – 416 с.
23. Пат. 2163690 Российская Федерация, МПК7F17C9/02, F17T10/06. Топливный баллон [Текст]/Довгялло А.И., Лукачев С.В. и др.; заявитель и патентообладатель Самарский государственный аэрокосмический

университет. - № 99114577/06;заявл. 02.07.1977;опубл. 27.02.2001, Бюл. №6.
– 6 с.

24. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст]: учеб.пособие /В.А. Осипова, А.С Сукомел.–М.: Энергия, 1975.–488 с.
25. Сармин, Д.В., Довгялло А.И. Предварительные исследования тепловых процессов в баллоне с криогенной заправкой бортовой дроссельной системы [Текст] / Д.В. Сармин, А.И. Довгялло, Д.А. Угланов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева.– 2011 – №3 (Ч.4).–С. 78-85. Сармин, Д.В. Имитационные испытания баллона с криогенной заправкой для дроссельной системы охлаждения и ее сравнительные характеристики [Текст] / Д.В. Сармин., С.О. Некрасова Д.А. Угланов, А.И. Довгялло // статья в научно – техническом журнале «Прикладная физика».:–2013. (В печати).
26. Красночуб, Е.К Перспективы применения замкнутых дроссельных микрокриогенных систем на борту КА [Текст] / Е.К. Красночуб В.И. Могорычный., А.И. Довгялло //Сборник научно-технических статей по ракетно-космической тематике; общ.ред. Козлов Д.И. – Самара: ЦСКБ-прогресс,2001.– С. 78-183.
27. Сармин, Д.В. Дроссельная бортовая система охлаждения на базе баллона с криогенной заправкой [Текст] / Д.В. Сармин, А.И. Довгялло, Д.А. Угланов // статья в научно – техническом журнале «Прикладная физика». –2010.–№ 6.– С. 75-78.
28. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст]/Н.Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 716с.
29. Грезин, А.К. Микрокриогенная техника [Текст] / А.К. Грезин, В.С. Зиновьев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
30. Архипов, В.Т. Оптимизация дроссельных микрокриогенных систем [Текст] / В.Т. Архипов, В.А. Шевченко // Тепло и массообмен в криогенной технике: сб. науч. тр. / Физ.-техн. ин-т низ. Температур. – Киев: Наук. Думка, 1990. – С. 74-80.

Вопросы к зачету по курсу «Криогенная техника»:

1. Классификация криогенных установок.
2. Структурная схема газожидкостного трансформатора теплоты.
3. Дросселирование.
4. Расширение газа в детандере.
5. Теоретические процессы сжижения газов (воздуха).
6. Цикл сжижения газа высокого давления с однократным дросселированием.
7. Цикл сжижения газа высокого давления с однократным дросселированием и дополнительным охлаждением.
8. Квазицикл сжижения газа высокого давления с расширением газа в детандере (процесс Ж.Клода).
9. Схема и квазицикл установки сжижения газа высокого давления (процесс П. Гейландта).
10. Схема установки и квазицикл установки сжижения газа низкого давления с расширением в турбодетандере (процесс П.Л. Капицы).
11. Газовые смеси и их свойства.
12. Ректификация жидкого воздуха. Общие сведения.
13. Колонна однократной ректификации (для получения кислорода).
14. Колонна однократной ректификации для получения азота.
15. Колонна двукратной ректификации.
16. Получение аргона и других инертных газов.
17. Идеальный цикл Стирлинга с регенерацией тепла и прерывистым движением поршней.
18. Цикл Стирлинга с гармоническим движением поршней.
19. Теория Шмидта.
20. ГКМ Стирлинга с двумя рабочими поршнями.
21. ГКМ Стирлинга с одним рабочим поршнем и вытеснителем.
22. ГКМ Стирлинга с дифференциальным цилиндром.
23. ГКМ Стирлинга двухрядная с вытеснителем.
24. ГКМ Стирлинга с регенератором, встроенным в вытеснитель.
25. ГКМ со свободными вытеснителями - Схема сплит-Стирлинг.
26. ГКМ со свободными вытеснителями - Схема В. Гиффорда.
27. Схема ГКМ с газовым вытеснителем с подпружиненным стаканом.
28. Схема ГКМ с газовым вытеснителем с упругой перегородкой.
29. Схема ГКМ с газовым вытеснителем с пульсационной трубой.
30. ГКМ с внешним источником сжатого газа. Цикл с детандером и регенератором.
31. ГКМ с внешним источником сжатого газа. Тепловой насос Мак-Магона–Гиффорда.
32. ГКМ с внешним источником сжатого газа. Тепловой насос с газовым приводом вытеснителя.
33. Теплоиспользующие ГКМ.
34. Машина Такониса.
35. Идеальные индикаторные диаграммы.
36. Машина Вюлемье.
37. Термомеханический компрессор.
38. Многоступенчатые ГКМ.

39. Теплообменные аппараты ГКМ. Регенераторы.
40. Теплообменные аппараты ГКМ. Аппараты внешнего теплообмена.
41. Потери холодопроизводительности в ГКМ.
42. Гидравлическое сопротивление газового тракта.
43. Потери тепла излучением; Потери холодопроизводительности, обусловленные несовершенством теплообмена.
44. Потери потребляемой мощности.

Программа повышения квалификации специалистов в области низкотемпературной техники

Объем: 72 (Семьдесят два) часа

№ п/п	Наименование дисциплин	Всего часов
1 день	Лекция «Термодинамические основы низкотемпературной техники»	6
2 день	Лекция «Термодинамический и эксергетический анализ низкотемпературных установок «	8
3 день	Лекция «Использование смесей в низкотемпературных установках»	8
4 день	Лекция «Криогенные газовые машины»	8
5 день	Лекция «Криогенное оборудование. Ожигители, рефрижераторы, системы очистки»	8
6 день	Лекция «Основы эксплуатации низкотемпературных установок»	4
	Лекция «Перспективы развития криогенной техники»	4
7 день	Лекция «Тепломассообмен и теплообменные аппараты в низкотемпературной технике»	4
	Лекция «Основы расчета неравновесных систем»	4
8 день	Лекция «Монодиспергирование веществ и автоматизация эксперимента»	8
9 день	Лекция «Криогенные газификаторы»	4
	Лекция «Перспективы развития низкотемпературной техники»	4
	Итоговая аттестация	2
	Итого:	72

Доцент, к.т.н.

Д.А. Угланов