

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)

АЭРОКОСМИЧЕСКИЕ БОРТОВЫЕ КРИОГЕННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 2 «Развитие и повышение эффективности научно-инновационной деятельности» и блока 3 «Развитие информационной научно-образовательной среды и инфраструктуры» Программы развития СГАУ на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка технологии и методического обеспечения для создания виртуального двигателя внутреннего сгорания и проектирование на этой основе ДВС мощностью 2 л.с.»
Соглашение № 2/13 от 3 июня 2013 г.

С А М А Р А

2013

УДК 621.3(075)
ББК 31.280.7
А 992

Авторы: **Довгялло Александр Иванович**
Некрасова Светлана Олеговна
Сармин Дмитрий Викторович
Шиманов Артём Андреевич
Цапкова Александра Борисовна
Угланов Дмитрий Александрович

Редакторская обработка: Д. А. Угланов
Компьютерная верстка: Д. А. Угланов
Доверстка: Д. А. Угланов

Аэрокосмические бортовые криогенные системы охлаждения [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / А. И. Довгялло, С. О. Некрасова, Д. В. Сармин, А. А. Шиманов, А. Б. Цапкова, Д. А. Угланов; 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

Перечень условных обозначений, индексов и сокращений.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	8
Глава 1. БОРТОВЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ	9
1.1 Современное состояние развития бортовых систем охлаждения аэрокосмического назначения	9
1.2 Авиационные системы охлаждения, использующие забортный воздух	15
1.3 Дроссельные системы охлаждения	18
1.3.1 Схема дроссельной СО, энергетический и эксергетический балансы	18
1.3.2 Замкнутые дроссельные системы охлаждения	21
1.3.3 Баллонные дроссельные системы охлаждения	25
1.3.4 Дроссельные системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения.....	28
1.3.5 Схемы и конструкции дроссельных микроохладителей.....	29
1.4 Системы охлаждения с использованием хладагентов в субкритическом состоянии	37
1.5 Система охлаждения с транспортировкой жидкого хладагента к объекту охлаждения	38
1.6 Системы охлаждения с хранением сжиженных хладагентов при температуре окружающей среды	41
1.7 Термо–механическиеохладители	43
1.8 Системы охлаждения с делящей вихревой трубой.....	45
1.9 Системы охлаждения с термоэлектрическими элементами	48
1.10 Выбор типа систем охлаждения	50
Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ	57
2.1 Увеличение холодопроизводительности на заданном температурном уровне	57
2.2 Оценка эффективности работы СО	58
2.3 Распределение подводимой эксергии по элементам схемы	59
2.4 Особенности методики расчёта дроссельных циклов	62
2.5 Дроссельные системы для ожижения газов	66
2.6 Рабочий процесс баллонной дроссельной системы.....	70
Глава 3. БАЛЛОН С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ (БКЗ)	73
Глава 3. БАЛЛОН С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ (БКЗ)	74
3.1 Баллон с криогенной заправкой	75

3.2 Масса заправляемого рабочего тела.....	80
3.3 Определение времени хранения криоагента в БКЗ в безрасходном состоянии	80
3.4 Физико-математическая модель процессов в баллоне с криогенной заправкой	83
3.5 Алгоритм и результаты расчёта параметров в баллоне (БКЗ).....	89
Глава 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ	
ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ БАЛЛОНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И БАЛЛОНА С	
КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ.....	
	101
Глава 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДРОССЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА	
	108
5.1 Расчёт параметров дроссельной системы охлаждения	108
5.2 Расчёт теплообменника дроссельной системы охлаждения для заправки баллонов сжатыми газами	115
5.3 Задачи для раздела	126
5.4 Примеры решения задач.....	128
Заключение.....	133
Приложение 1. Исходные данные к заданию 2.....	134
Приложение 2. Исходные данные к заданию 2	135
Приложение 3. T-Sдиаграмма состояния азота.....	136
Список литературы.....	137

Перечень условных обозначений, индексов и сокращений

Условные обозначения:

R – газовая постоянная $\frac{Дж}{кг \cdot К}$;

d – диаметр баллона, м;

ρ – плотность, $\frac{кг}{м^3}$;

V – объем, м³;

m – масса, кг;

P – давление $\frac{Н}{м^2}$;

$T_{ст0}$ – начальная температура стенки баллона, К;

$C_{ст0}$ – начальная теплоемкость стенки баллона, $\frac{кДж}{кг \cdot К}$

δ – толщина, м;

$T_{ж0}$ – начальная температура жидкости, К;

$T_{окр}$ – температура окружающей среды, К;

i – энтальпия при определённой температуре, $\frac{кДж}{кг}$;

$v_{г0}$ – начальный удельный объем газа, $\frac{м^3}{кг}$;

q_0 – тепло, потребное для нагрева 1 кг жидкости, $\frac{кДж}{кг}$;

Q_0 – тепло, потребное для нагрева жидкости, кДж;

λ – коэффициент теплопроводности, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

$\tau_{ж}$ – время прогрева жидкости до нового значения температуры, с;

$T_{сти}$ – температура стенки баллона, К;

$\Delta\tau_{исп}$ – время, за которое происходит испарение части жидкости, с;

$Q_{см1}$ – количество тепла, подведённое теплопроводностью через газовую прослойку от стенки к жидкости, кДж;

r – теплота испарения жидкости, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

$\Delta m_{\text{жс}}$ – масса жидкости, испарившейся за промежуток времени $\Delta \tau_{\text{исп}}$, кг;

ν' – удельный объем жидкости, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

ν'' – удельный объем пара, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$\Delta V_{\text{жсг}}$ – объем газовой полости в термосе, м^3 ;

Δm_T – масса паров в объёме $\Delta V_{\text{жсг}}$, освободившемся от испарения жидкости, кг;

Δm_2^x – масса низкотемпературного газа, поступившая из термоса в газовую полость, кг;

$\Delta T, \Delta t$ - изменение температуры, К;

C_V – изохорная теплоемкость газа, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

C_p - изобарная теплоемкость, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

α - коэффициент теплоотдачи, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

τ – время, мин;

$C_{\text{пр}}$ – приведенная теплоёмкость, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Q_6^* – тепловыделение чувствительного элемента, Вт;

Q_m^* – тепловыделение из окружающей среды, Вт;

Q_x – холодопроизводительность дроссельной системы, Вт;

F - площадь, м²;

G - массовый секундный расход газа, кг/с;

C - скорость потока, м/с;

Сокращения:

ОЭС – оптико электронная система;

ИК – инфракрасный приёмник излучения;

БВД – баллон высокого давления;

БКЗ – баллон с криогенной заправкой;

ДСО – дроссельная система охлаждения;

БДСО – бортовая дроссельная система охлаждения;
ПКГ – полупроводниковые квантовые генераторы;
СВЧ – сверхвысокая частота;
ЛА – летательный аппарат;
ГКМ – газовая криогенная машина;
СПГ – сжиженный природный газ;
СО – система охлаждения;

Индексы:

x– холодный;

g– горячий;

1,2,3 – номер сечения;

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. БОРТОВЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

1.1 Современное состояние развития бортовых систем охлаждения аэрокосмического назначения

На рисунке 1.1 приведена обобщённая криотехническая характеристика изделий криоэлектроники. Она носит упрощённый в значительной мере условный характер и не исчерпывает всех возможных на практике сочетаний параметров; Дополнительные сведения по некоторым из этих изделий – приёмникам инфракрасного излучения (ИК – приёмники) и СВЧ – приборам указаны в таблицах источников [3] и [4].

Криоэлектронные приборы можно классифицировать по следующим признакам:

– по температуре криостатирования – на приборы с гелиевым (до 15 К), неоновым водородным (до 70К) и азотным (свыше 70 К) уровнями охлаждения;

– по величине тепловой нагрузки – приборы с малым внутренним тепловыделением и незначительной массой охлаждаемых элементов (ИК– приёмники), со значительным тепловыделением, но малой теплоёмкостью элементов (полупроводниковые квантовые генераторы – ПКГ) и, наконец, с относительно большой массой и теплоёмкостью охлаждаемых элементов, но малыми внутренними тепловыделениями (СВЧ – приборы).

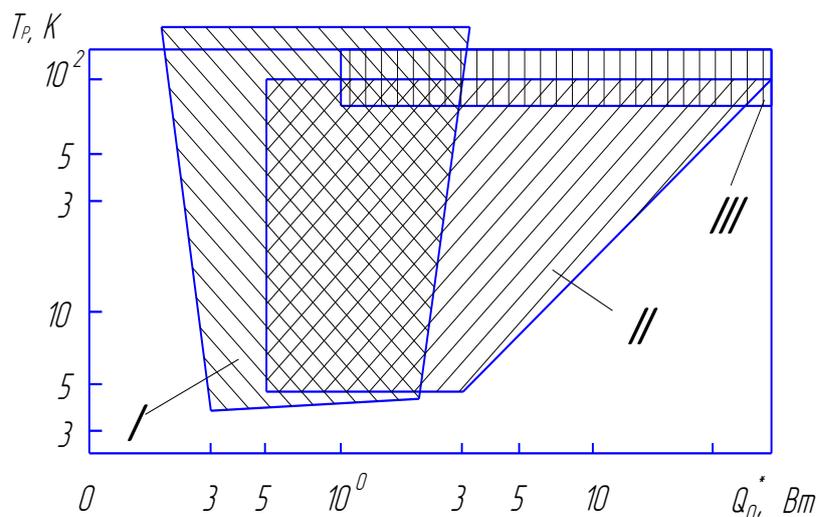


Рисунок 1.1 – Области температуры криостатирования и тепловых нагрузок для различных приборов: 1 – ИК–приёмники; 2 – СВЧ–приборы; 3 – ПКГ;

ИК–приёмники—глубоко охлаждаемые приёмники инфракрасного излучения составляют, по–видимому, наиболее представительную в настоящее время группу приборов криоэлектроники, широко применяемых совместно с микрокриогенными системами в самых различных областях исследований. Типичная конструкция фотоприёмника (рисунок 1.2) содержит кроме охлаждаемого фоточувствительного элемента теплоизолирующий вакуумный сосуд с оптически прозрачными входными окнами и корпусные узлы, обеспечивающие герметичность и прочность прибора.

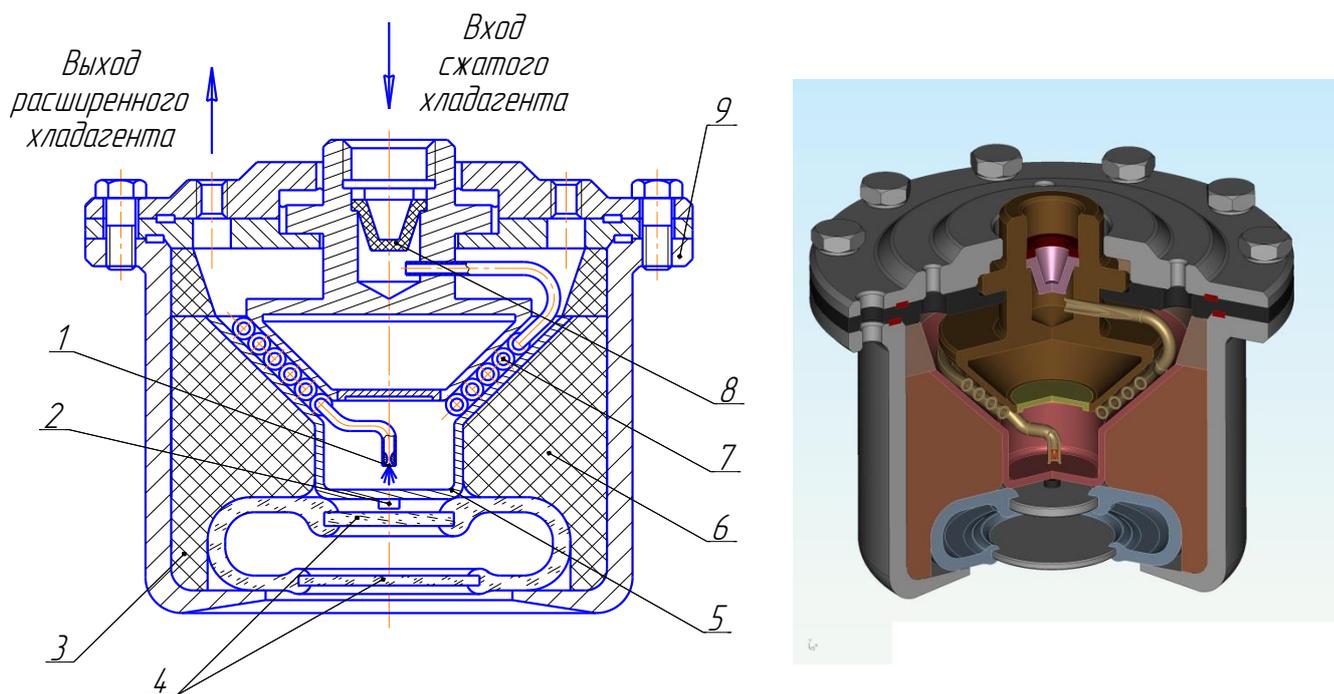


Рисунок 1.2 – Конструктивная схема микроохладителя с коническим микротеплообменником для глубоко охлаждаемого ИК–приёмника

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

Существуют, например, глубоко охлаждаемые фотоприёмники без вакуумной тепловой изоляции, фотоприёмники, конструктивно встроенные в контейнер с хладагентом или размещённые непосредственно на «холодной» головке охлаждающего устройства и др.

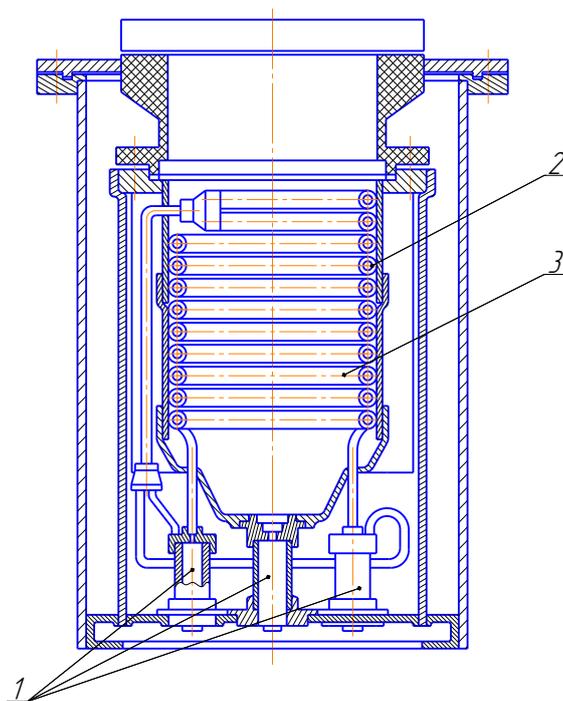
Существенная особенность фотоприёмников – незначительные тепловыделения Q_B^* в чувствительном элементе. Лишь в многоэлементных

приборах на основе низкоомных полупроводников величина Q_B^* может достигать 0,5 – 1 Вт. Теплопритоки из окружающей среды Q_T^* и приведенная теплоемкость $C_{ПР}$, как правило, относительно невелики, что позволяет сопрягать фотоприёмники практически с любым типом микрокриогенной установки. Требования к стабильности температуры криостатирования для большей части приборов этого типа достаточно просты (за исключением сверхпроводниковых болометров, а также фотоприёмников, в которых регламентируется уровень низкочастотных шумов).

Весьма близки к фотоприёмникам по конструкции полупроводниковые квантовые генераторы (ПКГ) – лазеры и светодиоды. Главное отличие их с криотехнической точки зрения состоит в том, что на активном элементе ПКГ, установленном обычно в той же зоне прибора, что и фоточувствительный элемент приёмника, выделяется значительная тепловая мощность до 10–20 Вт на один канал. Эта особенность ПКГ требует тщательной оценки условий теплообмена в зоне активного элемента и ограничивает выбор возможных вариантов систем охлаждения.

Криоэлектронные СВЧ – устройства в конструктивном отношении представляют собой самостоятельную категорию низкотемпературных приборов, отличающихся в первую очередь относительно большими значениями теплопритоков Q_T^* и $C_{ПР}$; это связано со значительными размерами криостатов, в которых размещены охлаждаемые СВЧ–блоки, заметными теплопритоками по волноводам и другим устройствам для ввода СВЧ–сигнала, а также существенно большей, чем в ИК–приёмниках и ПКГ, массой охлаждаемых узлов. Во многих случаях конструкция приборов этого типа не позволяет установить микрокриогенную установку в непосредственной близости от охлаждаемого объекта и осуществить локальное охлаждение активного элемента (например, диода в параметрическом усилителе), что вызывает дополнительные потери холода.

В последнее время наиболее часто применяют комплексное охлаждение всего тракта усиления – входного СВЧ-фильтра, параметрического диода и других блоков; при этом все многофункциональное устройство размещают в криостате, поверхность внутреннего контейнера которого охлаждается до рабочей температуры. В качестве примера такой криостат, описанный в работе [5,6], показан на рисунке 1.3.



**Рисунок 1.3 – Конструктивная схема криостата интегрального СВЧ – устройства
1 – микроохладитель; 2 – камера; 3 – трубчатый теплообменник**

Охлаждающее устройство криостата работает по дроссельному циклу с одновременным использованием нескольких микроохладителей 1; камера 2 охлаждается потоком хладагента с помощью трубчатого теплообменника 3.

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;

- 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 из условия экранировки прибора от влияния электромагнитных полей возникающих при работе установки.

Важной задачей является также обеспечение герметичности и прочности узла сопряжения для исключения возможности повреждения, охлаждаемого объекта при работе системы охлаждения.

Для захлаживания бортовых систем охлаждения могут быть использованы следующие способы и охладители:

- забортный воздух с температурой до -40°C и ниже (для авиационных систем).

- использование теплоты фазового перехода, запасённого на борту жидкого или твердого криоагента.

- термомеханические охладители, работающие по обратному циклу (парокомпрессионные холодильные машины, ГКМ Стирлинга, Такониса, пульсационные охладители).

- дроссельные системы охлаждения, работающие от газа высокого давления, запасённого в баллонах.

- вихревая система охлаждения, с делящей или самотвакумирующейся вихревой трубой, работающая на воздухе с давлением до 0.6МПа, поступающего от двигателя самолёта.

- термоэлектрические системы охлаждения, основанные на эффекте Пельтье.

В таблице 1 представлен сравнительный анализ приведённых способов охлаждения.

Таблица 1.1 – Сравнительный анализ способов охлаждения

№	Способы захлаживания	Преимущества	Недостатки	Проблемы	Примечания
1	Забортный воздух	Простота	Зависимость от высоты и скорости самолёта	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; Высокий потенциал холодопроизводительности	Невозможность длительного наземного хранения. Необходимость запаса на борту, количества криоагента соответствующего времени работы комплекса. Сложность подачи рабочего тела при эволюциях и перегрузках.	Организация производства, хранения и заправки криагента в условиях аэродрома	В зависимости от используемого рабочего тела температура захлаживания может быть от -80°C до -250°C
3	ГКМ Стирлинга	Возможность получения температуры охлаждения в широком диапазоне до 80К. Возможность использования дляИК систем	Сложность ГКМ, Относительно небольшой ресурс. Высокая стоимость.	Стыковка с объектом охлаждения	В зависимости от количества каскадов температура захлаживания может быть от 0°C до -200°C
4	Дроссельные системы охлаждения	Простота. Наличие серийных систем. Универсальность в применении для бортовых систем	Существенная масса баллонов. Изменение температуры дросселирования	Хранение газа высокого давления, повышенные требования к чистоте рабочего тела.	В зависимости от используемого рабочего тела температура захлаживания может быть от -80°C до -200°C
5	Вихревой эффект	Простота конструкции. Регулирование. Малая масса.	Давление воздуха 6 атм., ограничение по температуре охлаждения	Организация забора воздуха. Влажность воздуха. Необходимость в теплообменнике.	Температура захлаживания может быть от $+15^{\circ}\text{C}$ до -40°C
6	ТЭО	Простота в эксплуатации	Низкая эффективность. Организация теплосъёма с горячих спаев.	Деградация материалов при экстремальных условиях хранения и эксплуатации.	В зависимости от количества каскадов температура захлаживания от $+15^{\circ}\text{C}$ до -200°C

1.2 Авиационные системы охлаждения, использующие заборный воздух

Такая система отличается от всех других систем охлаждения простотой конструкции. Необходимо только организовать забор воздуха во время полёта самолёта (рисунок 1.4а). Главный недостаток – это нестабильность температуры охлаждения при полете, связанная с изменением температуры заборного воздуха при полете на разных высотах и скоростях.

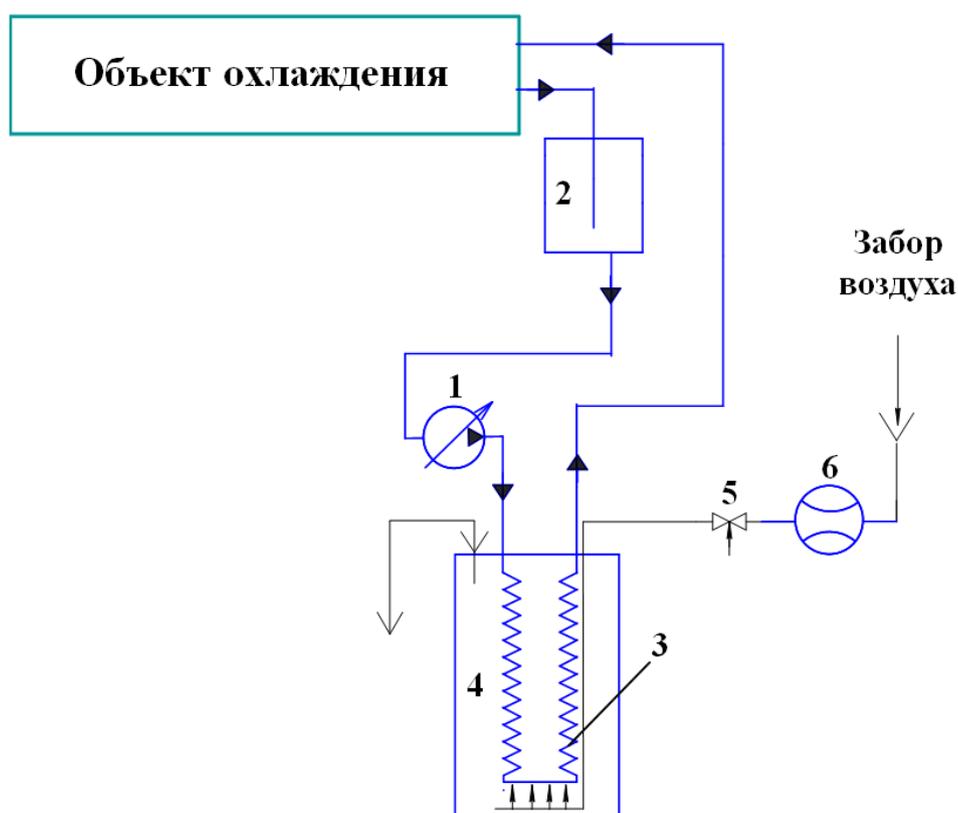
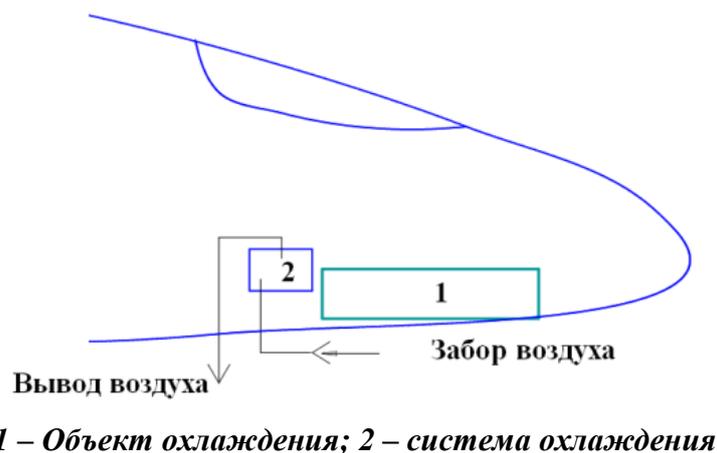


Рисунок 1.4(а) – Система охлаждения от набегающего потока с барботажем воздуха через топливный бак. 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – бак с внешним теплоносителем; 5 – вентиль регулировки расхода; 6 – расходомер.

В системе с барботажем используется бак 4, в котором находится внешний теплоноситель (жидкость). Неудобство системы, реализованной по такой схеме, заключается в том, что воздух будет попадать в охлаждающую жидкость, и содержащаяся в нем влага при отрицательных температурах будет выпадать в лёд. Поэтому в некоторых случаях целесообразно использовать систему с промежуточным теплообменником (рисунок 1.4(б)).

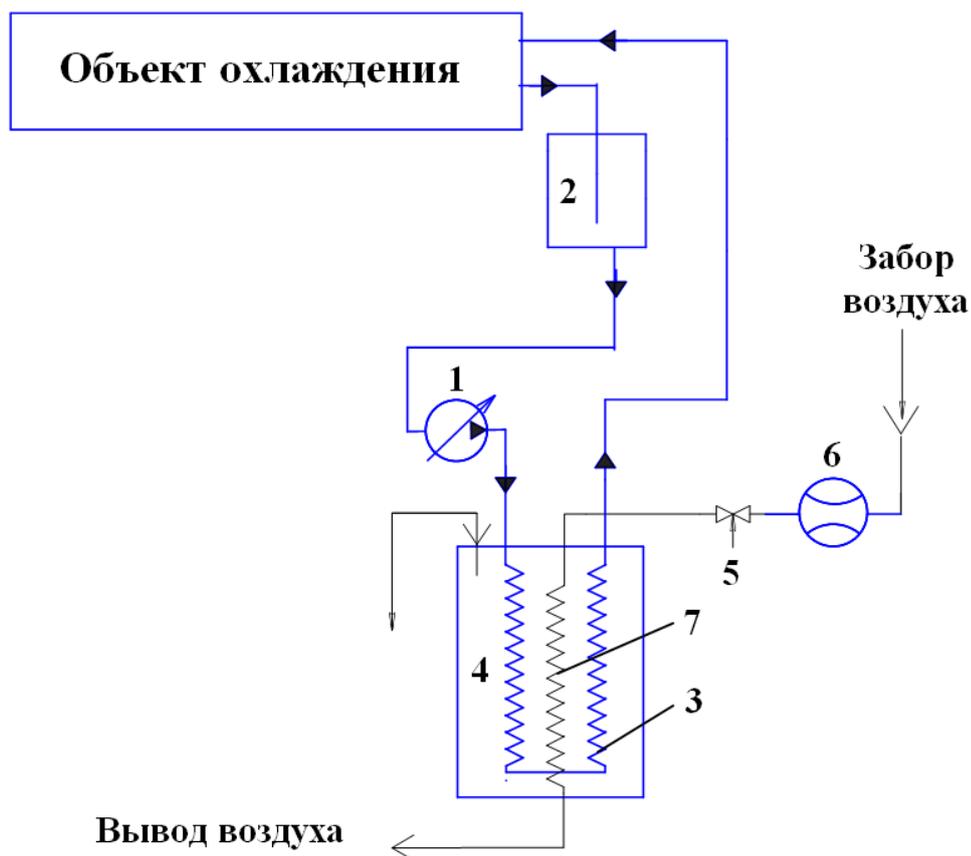


Рисунок 1.4(б) – Система охлаждения от набегающего потока с промежуточным теплообменником в баке с внешним теплоносителем.

1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – бак с внешним теплоносителем; 5 – вентиль регулировки расхода; 6 – расходомер, 7 – промежуточный теплообменник

Другим вариантом исполнения такой системы является применение пластинчато–ребристого теплообменника типа «газ–жидкость» (рисунок 1.4г), или теплообменника–змеевика из спаянных трубок (рисунок 1.4в).

Главный недостаток таких систем заключается в нестабильности температуры и зависимости от высоты и скорости полёта ЛА. Расчёты

показывают, что для отвода теплового потока уровня 500Вт. необходимо обеспечить расход воздуха около 3кг/мин.

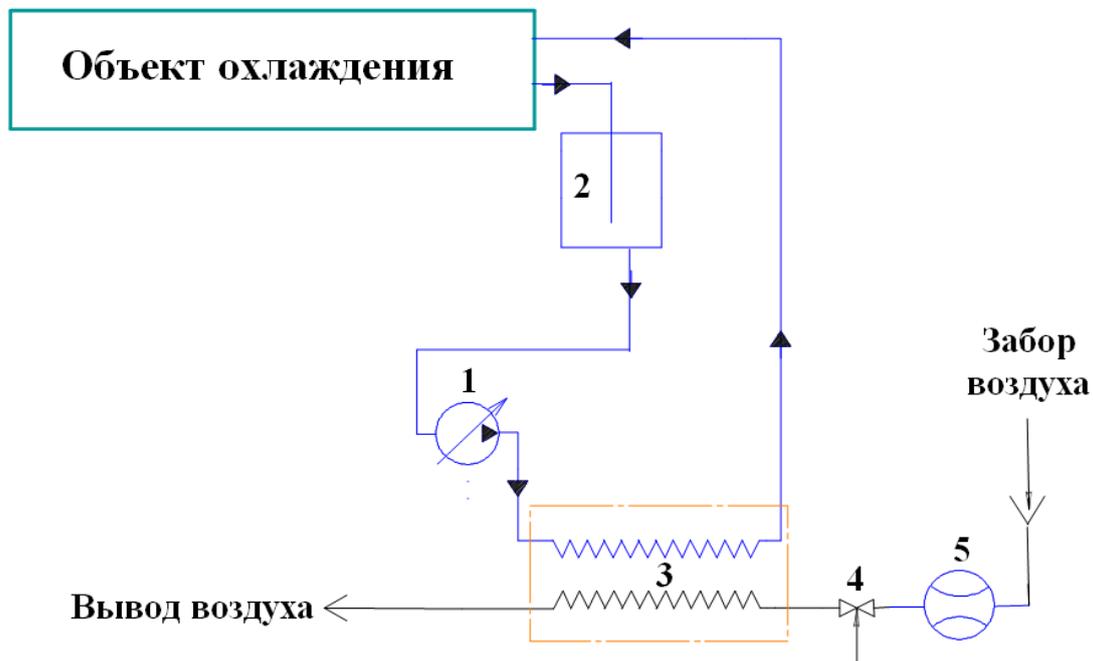


Рисунок 1.4(в) – Система охлаждения от набегающего потока с теплообменником «спайка труб». 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – вентиль регулировки расхода; 5 – расходомер

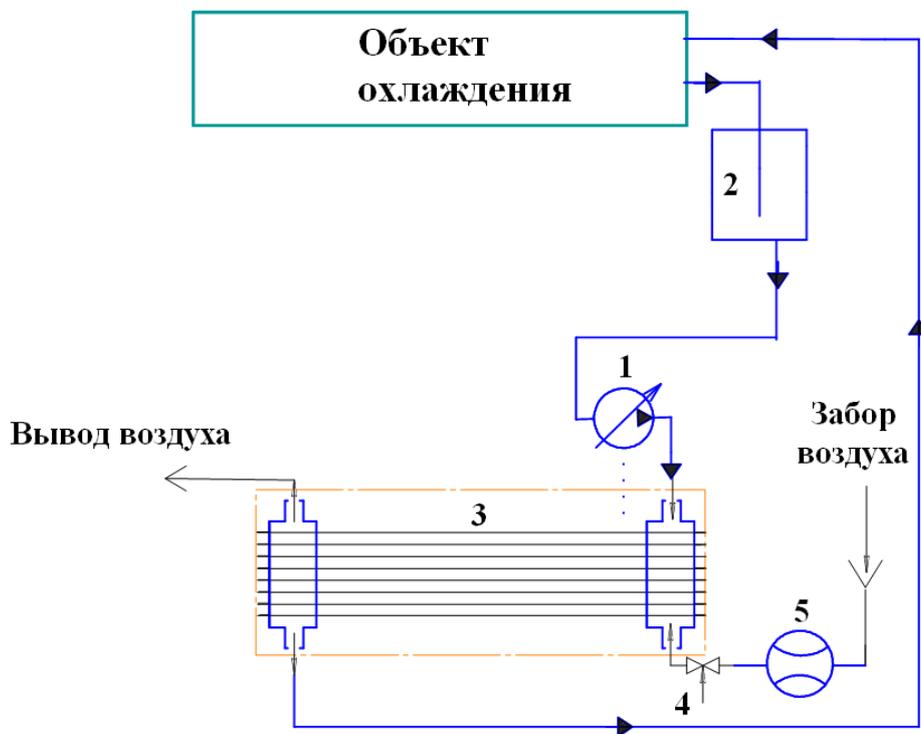


Рисунок 1.4(г) – Система с пластинчато-ребристым теплообменником. 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – вентиль регулировки расхода; 5 – расходомер

1.3 Дроссельные системы охлаждения

1.3.1 Схема дроссельной СО, энергетический и эксергетический балансы

На рисунке 1.5 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.

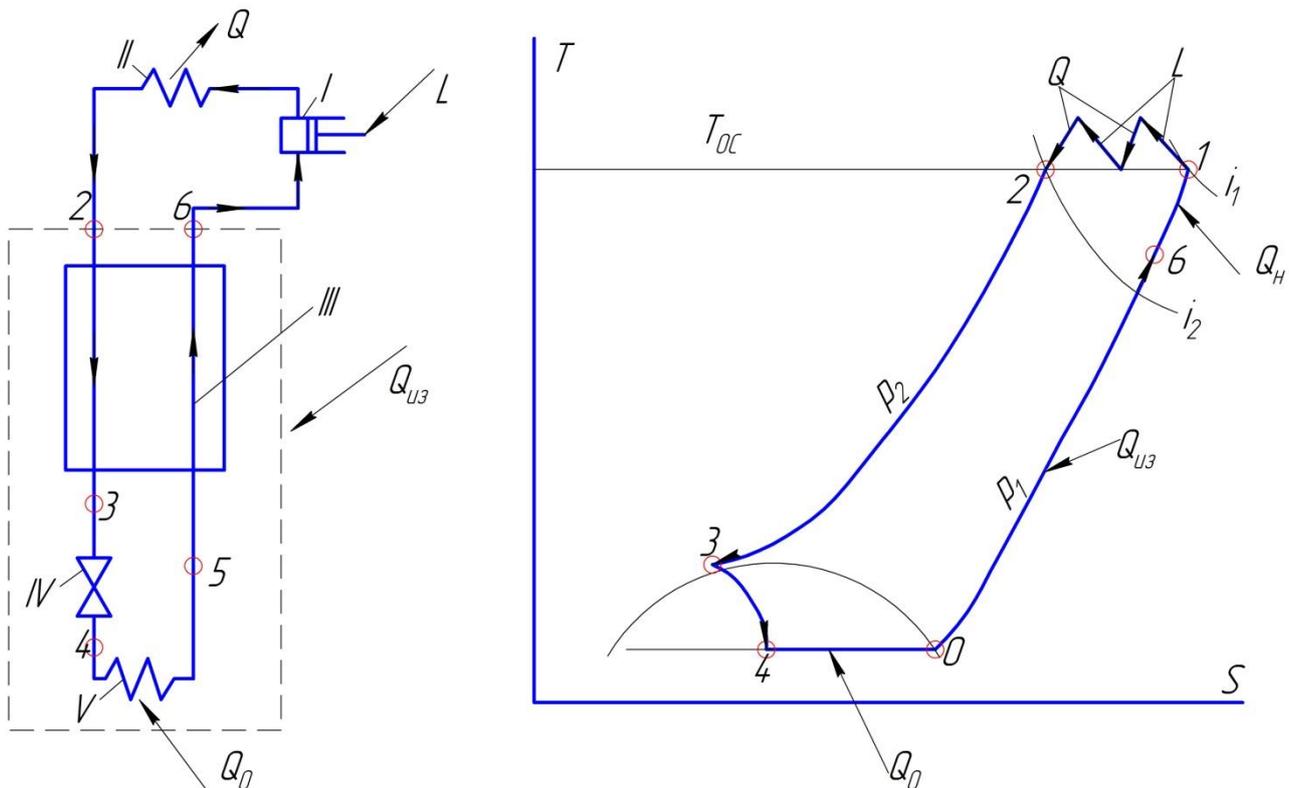


Рисунок 1.5 - Схема и процессы в $T-s$ диаграмме рефрижераторной установки, работающей по циклу Линде

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.

Рассмотрим процесс получения холода подробнее. Газ в состоянии 1 поступает в компрессор. Процесс сжатия в реальном случае идёт не по изотерме, а представляет собой чередование нескольких процессов адиабатного сжатия и изобарного охлаждения в холодильнике.

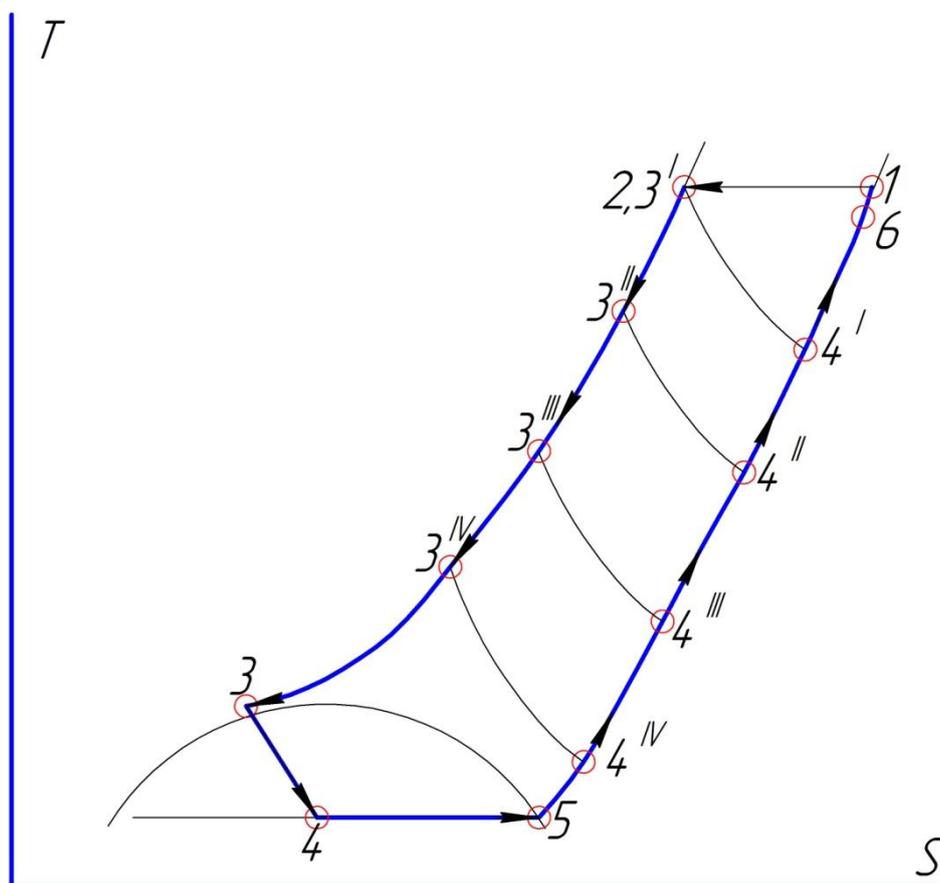


Рисунок 1.6 – T – S диаграмма рефрижераторной установки

При первом прохождении газа через теплообменник обратный поток ещё не охлаждён и поэтому точка 2 и точка 3 совпадут; газ дросселируется до точки 4' и охлаждает прямой поток, который будет дросселироваться уже до более низкой температуры T_4'' . Так процесс идёт до тех пор, пока после дросселирования не попадает в двухфазную область (рисунок 1.6).

Энергетический баланс установки для G кг/час газа, циркулирующего в контуре (рисунок 1.6), представится в виде соотношения:

$$Gi_2 + Q_0 + Q_{из} = Gi_6,$$

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.

1.3.2 Замкнутые дроссельные системы охлаждения

В отдельных случаях применяются дроссельные системы охлаждения с замкнутым циклом, на рисунке 1.7 показана система охлаждения холодопроизводительностью 0.75 Вт.

При переходе из точки 4 в 5 (рисунок 1.7) 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

падает, что приводит к частичному ожижению азота. Скрытая теплота испарения жидкого азота используется для локального охлаждения объекта. Газ низкого давления охлаждает в теплообменнике 3 газ высокого давления и возвращается на вход компрессора 1.

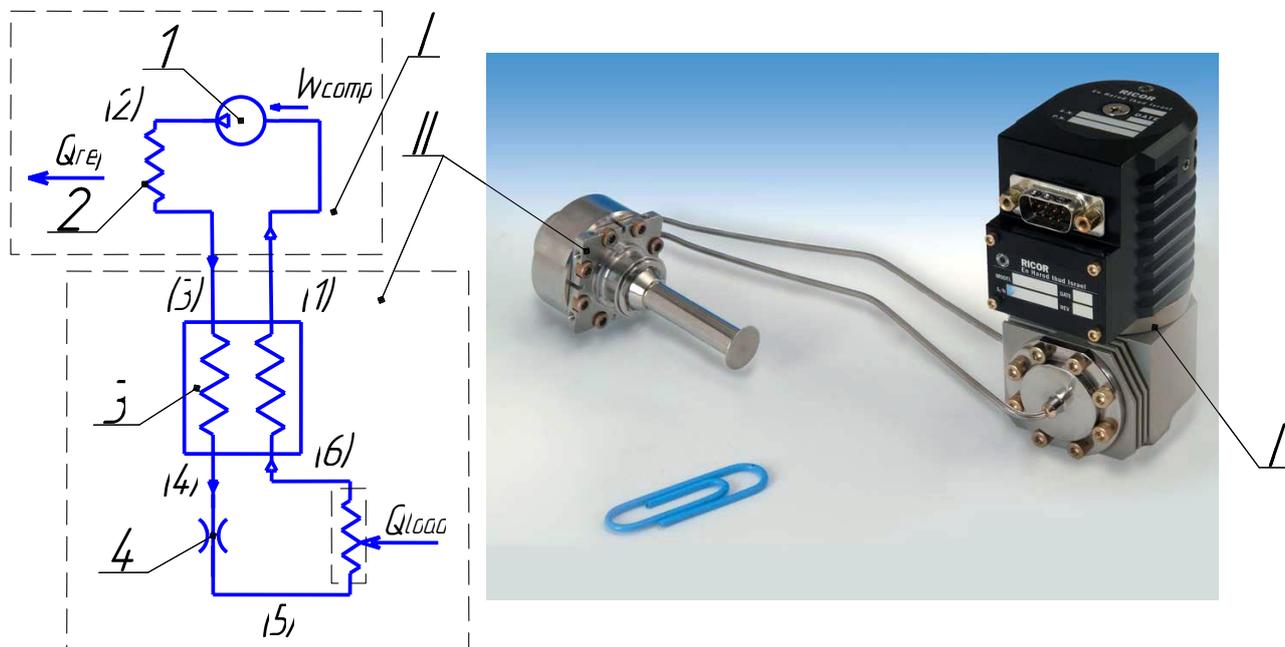


Рисунок 1.7 – Замкнутая дроссельная система охлаждения с компрессором
I – блок высокого давления; II – низкотемпературный блок
1 – компрессор; 2 – теплообменник; 3 – рекуператор; 4 – дроссель.

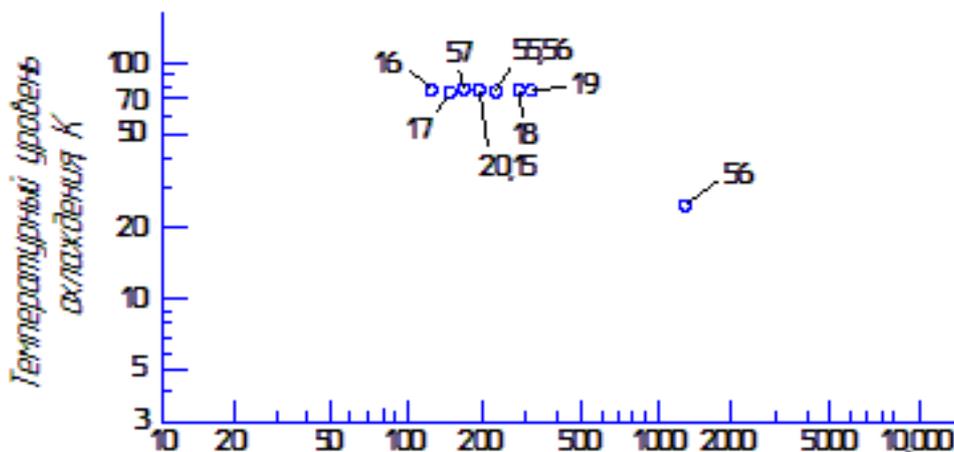
К линии низкого давления для нормальной работы системы подсоединяется небольшой резервуар с хладагентом для того, чтобы компенсировать количество хладагента, перешедшего в жидкую фазу.

Локальное охлаждение обычно осуществляется путём испарения сжиженного хладагента на конце медного хладовода, находящегося на внутренней оболочке криостата, внутри которого происходит процесс сжижения. Поскольку криостат герметичен, хладагент полностью находится в системе охлаждения. Таким образом, детектор в сосуде Дюара не подвергается действию колебания давления в системе.

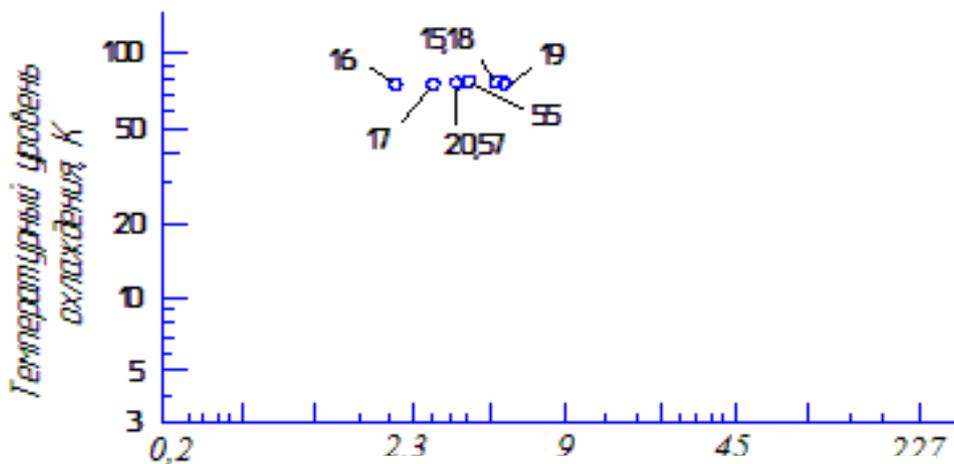
Данные по основным параметрам замкнутых дроссельных систем представлены на рисунках 1.8 – 1.9.

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 1.8 – 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.

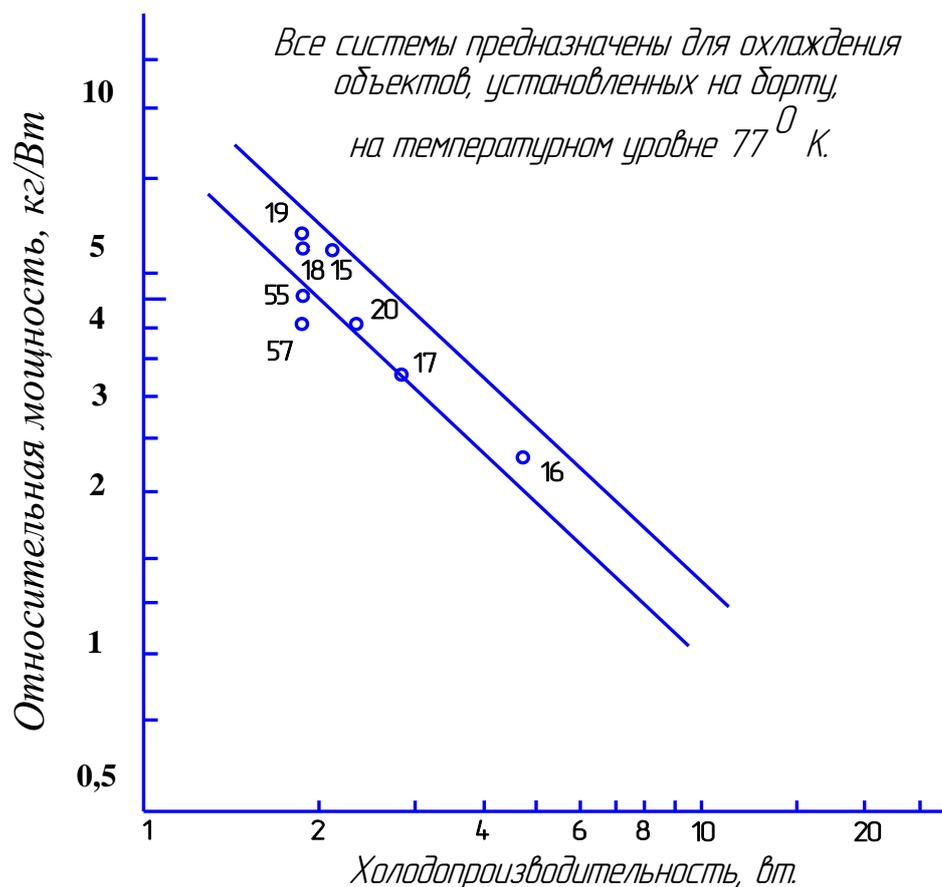


Рисунок 1.9 – Зависимость относительной массы от холодопроизводительности для систем охлаждения с замкнутым циклом

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.

1.3.3 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 1.7–1.8 соответственно 15 – 20).

- «AirProducts» разработала ряд дроссельных систем (числовое обозначение точек на рисунках 1.8–1.9 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 1.10 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 1.2 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.

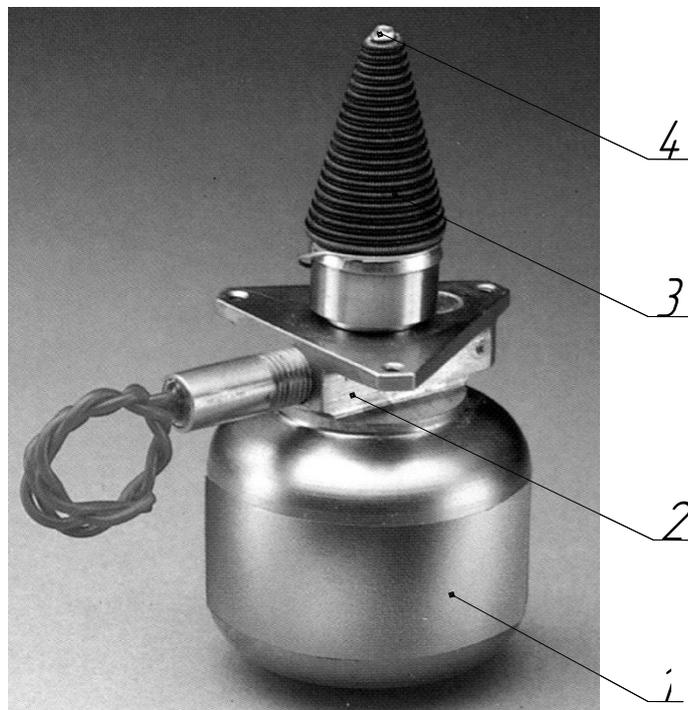
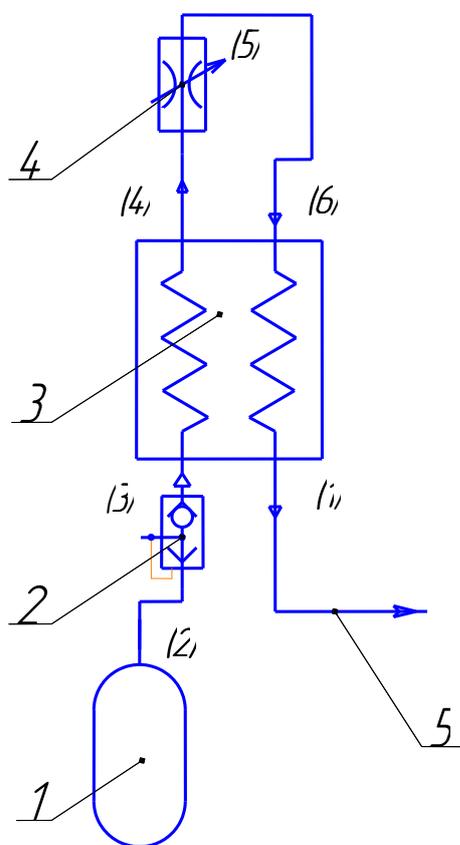


Рисунок 1.10 – Дроссельная система охлаждения с разомкнутым циклом
1 – резервуар (цилиндрический баллон); 2 – электрический пневмоклапан; 3 –
рекуперативный теплообменник; 4 – дроссель Джоуля – Томсона; 5 – линия сброса
рабочего тела

Таблица 1.2 – Изотермический эффект дросселирования (кДж/м³) для азота, воздуха и аргона при $T = 300$ К 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.

1.3.4 Дроссельные системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения

В качестве системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения (200-250К) на рисунке 1.11 представлена схема с циркуляционным жидкостным контуром и дроссельной системой генерации холода.

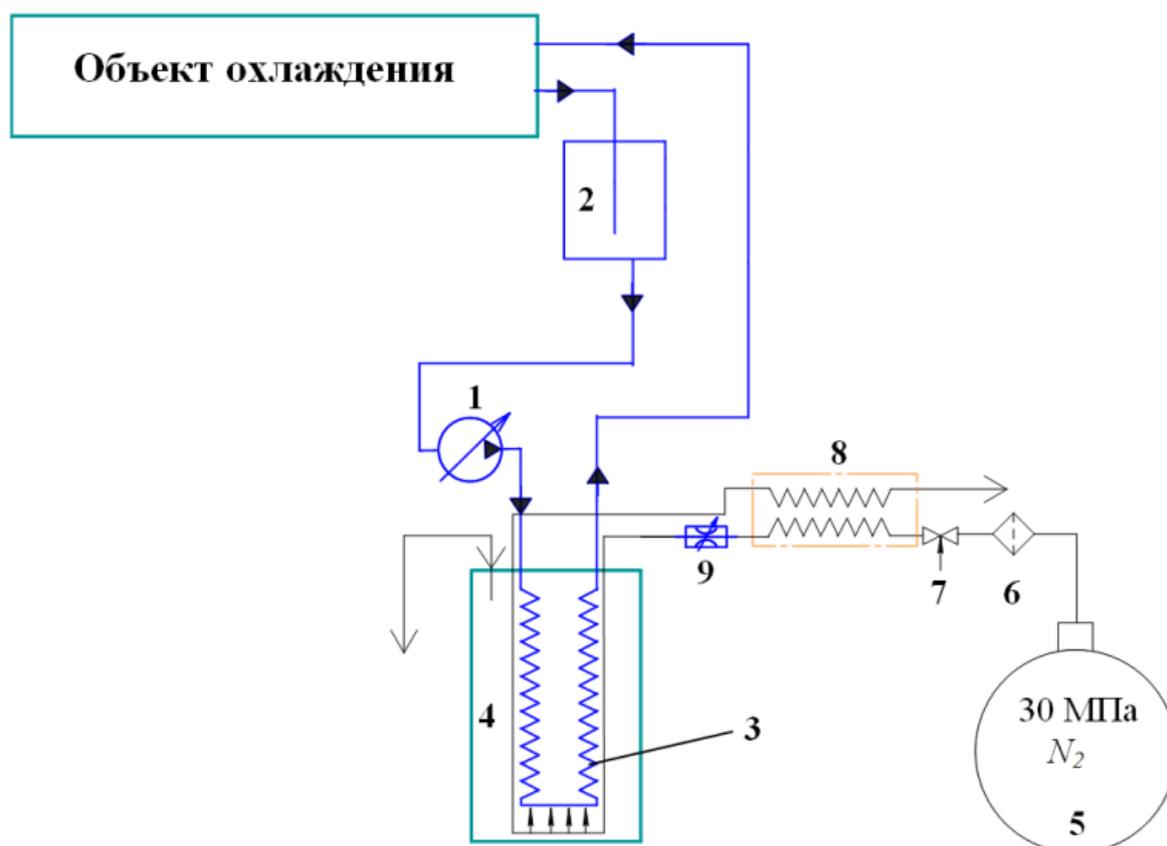


Рисунок 1.11–Дроссельная система охлаждения с барботажем дросселированного азота через бак внешнего теплоносителя.

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 1.11): 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).

1.3.5 Схемы и конструкции дроссельных микроохладителей

По принципиальной схеме большую часть разработанных конструкций дроссельных, микроохладителей можно отнести к одной из следующих основных групп (рисунок 1.12):

- 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 1.13.

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 1.14) 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.

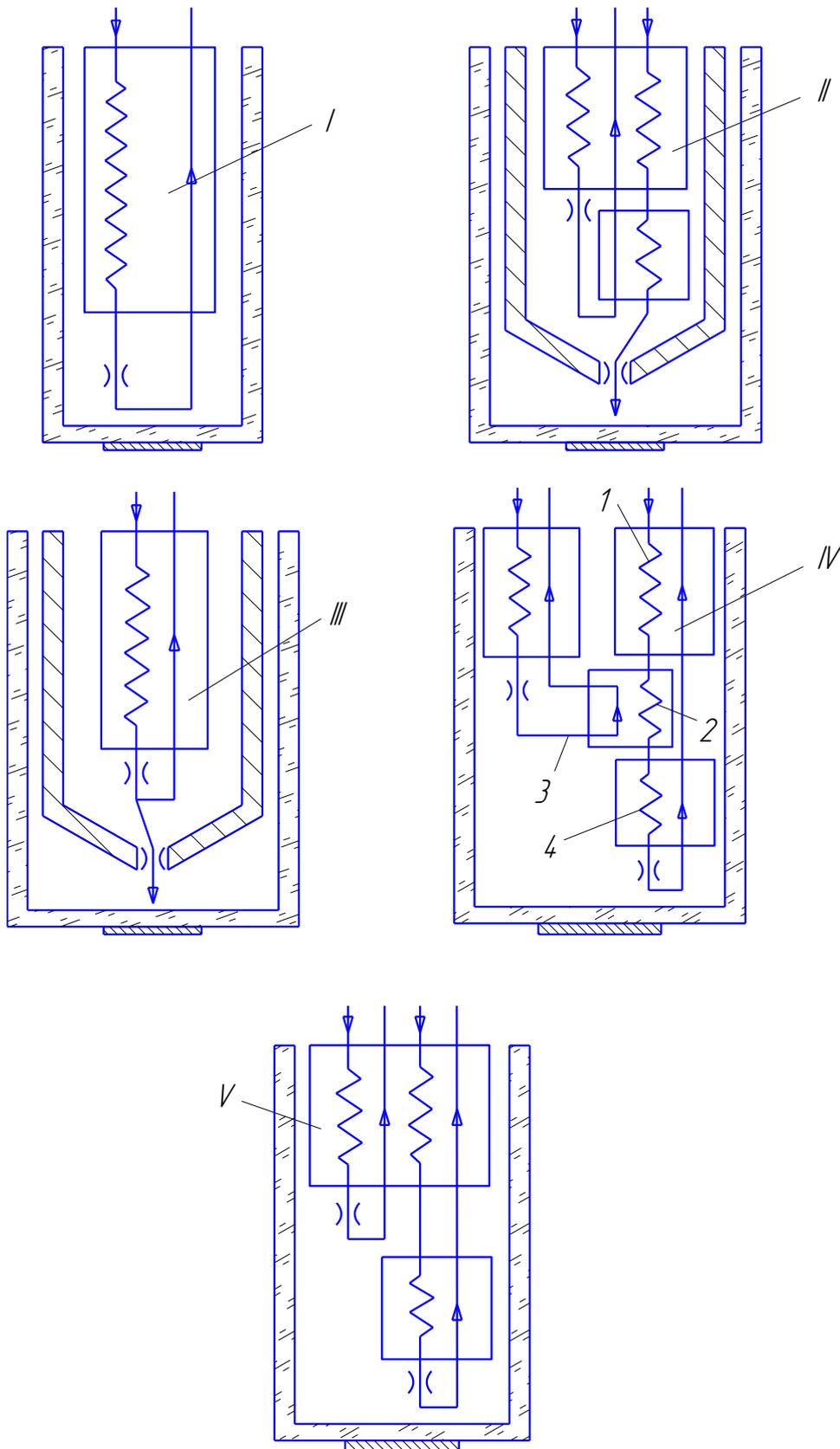


Рисунок 1.12 – Различные схемы теплообменников

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.

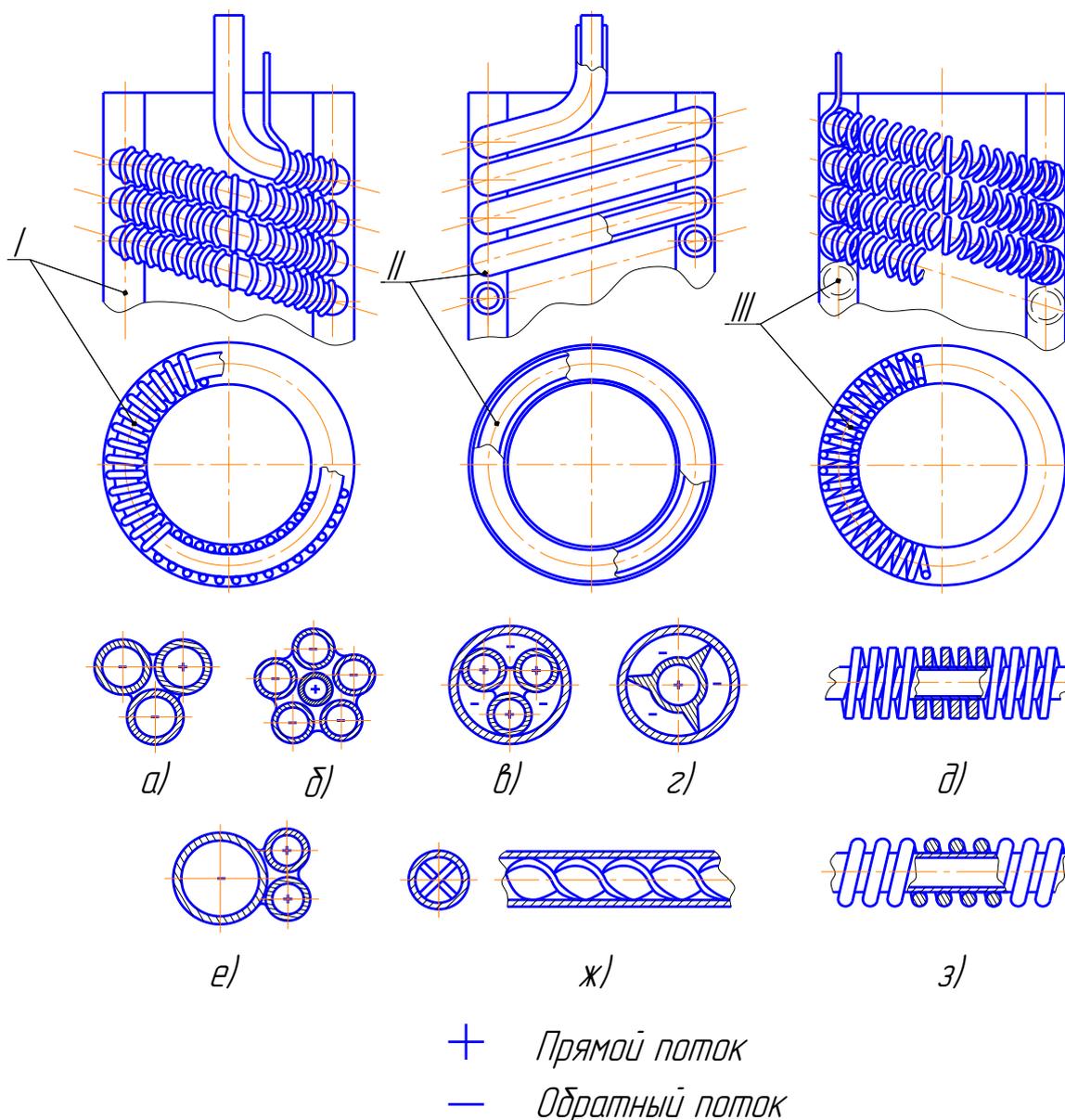


Рисунок 1.13 – Устройство микрокриогенных теплообменников
 1 – теплообменник типа (Хэмпсона); 2 – теплообменник типа (Линде) а), б), в), г), д), е), з), ж) – варианты компоновки трубок теплообменника Линде

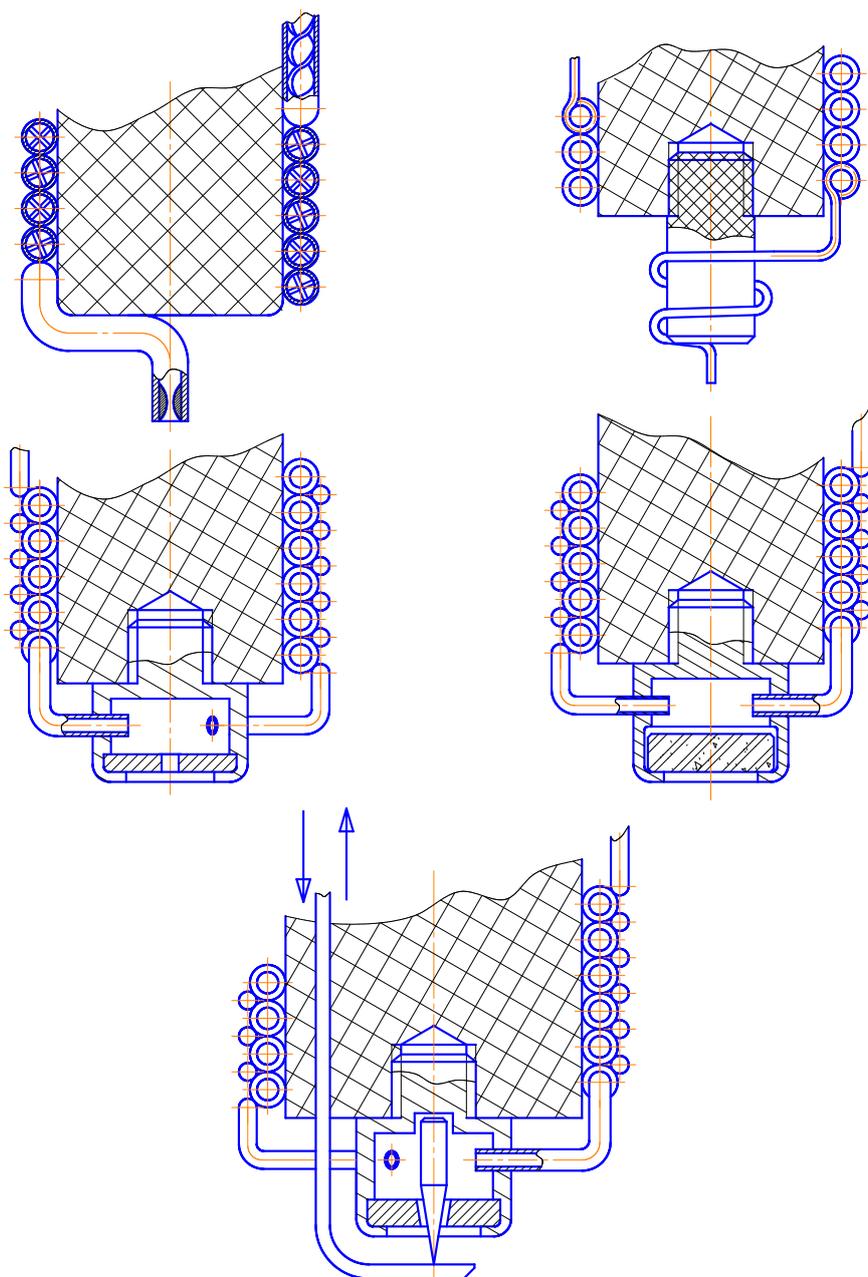


Рисунок 1.14 – Конструктивные схемы дроссельных устройств

- 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 1.15. 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.

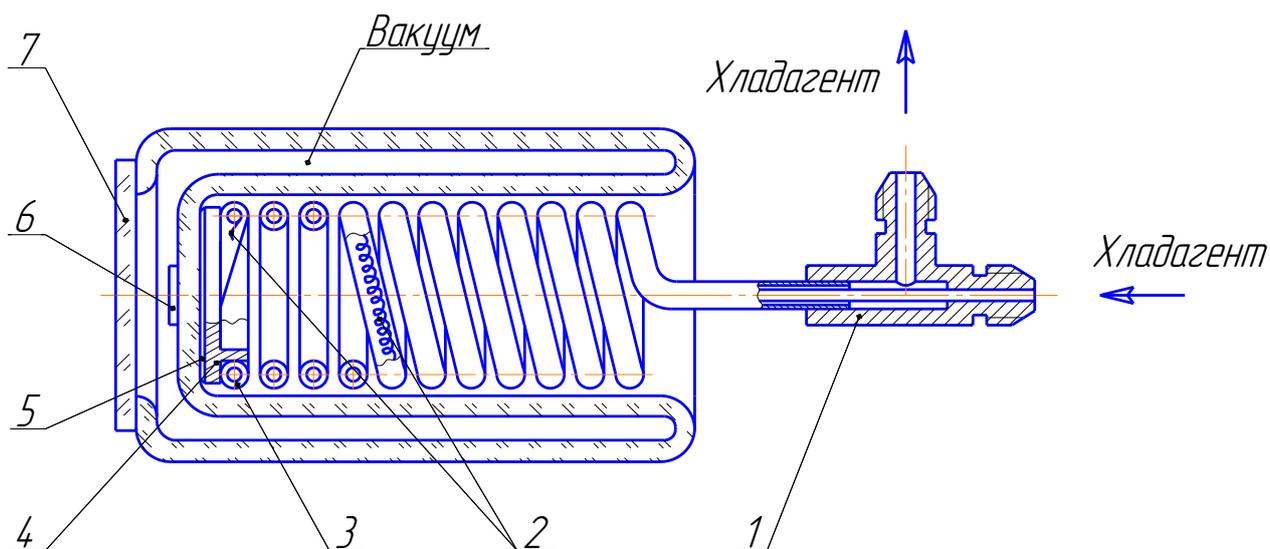


Рисунок 1.15 – Микроохладитель простого дросселирования с противоточным теплообменником

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 1.16.

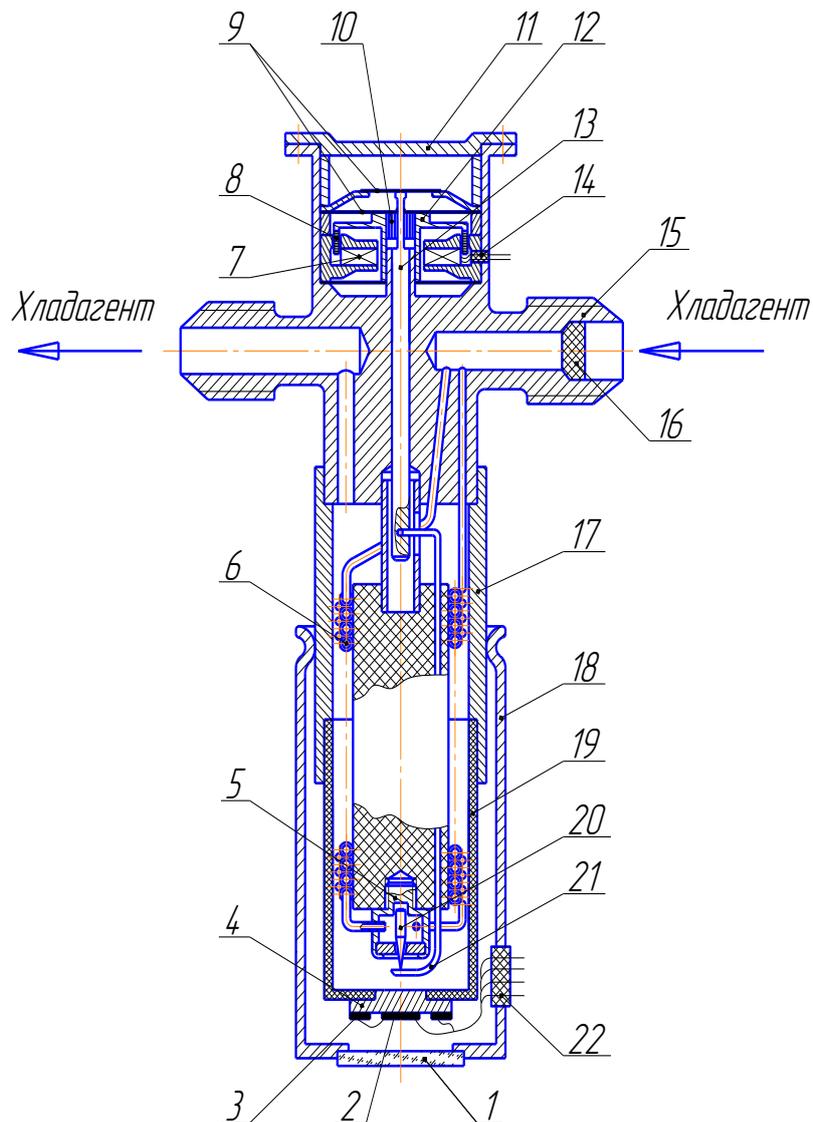


Рисунок 1.16– Конструктивная схема микроохладителя с регулируемой холодопроизводительностью для глубоко охлаждаемого ИК–приёмника

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.

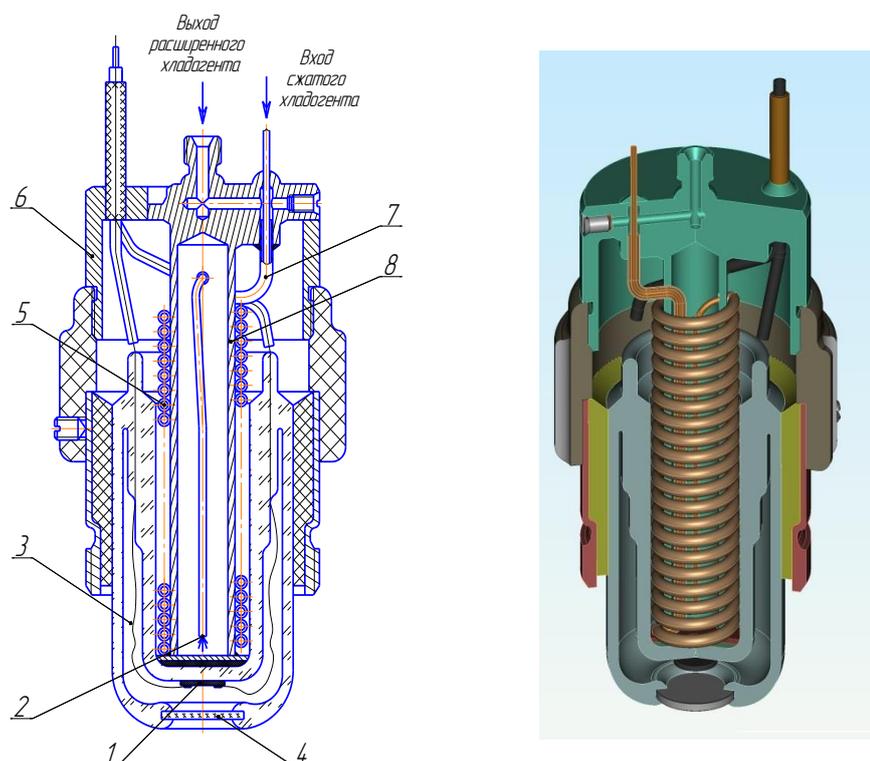


Рисунок 1.17– Схема охлаждаемого детектора ИК – излучения

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 1.17. 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.

1.4 Системы охлаждения с использованием хладагентов в субкритическом состоянии

Температурный уровень охлаждения, который могут обеспечить обычные жидкие криоагенты, лежит в диапазоне примерно от 4 К до 77 К.

Меняя давление паров можно изменить температуру жидкого хладагента, тем самым, обеспечив охлаждение объекта от температуры тройной точки до температуры критической точки. В этих пределах постоянную температуру охлаждаемого объекта можно обеспечить регулированием давления. За критической точкой приходится жертвовать стабильностью температуры, а теплоемкость хладагента становится меньше. Ниже будет показано, что для определённых конструкций систем охлаждения теплосодержание хладагента при сверхкритическом состоянии можно полностью использовать, устанавливая по пути хладагента, удаляемого из системы охлаждения, объекты в порядке возрастания их температурного уровня.

Существует два основных типа систем охлаждения – системы с непосредственным контактом (или интегральные) и системы с подачей хладагента. Отличительной частью интегральной системы является детектор, размещённый прямо в сосуде Дьюара, где хранится хладагент. В системах

охлаждения с подачей хладагента последний, подаётся по трубопроводам из резервуара к охлаждаемому объекту. Данные по основным параметрам рассматриваемых систем охлаждения, выпускаемых промышленностью, приведены в публикациях [10,11].

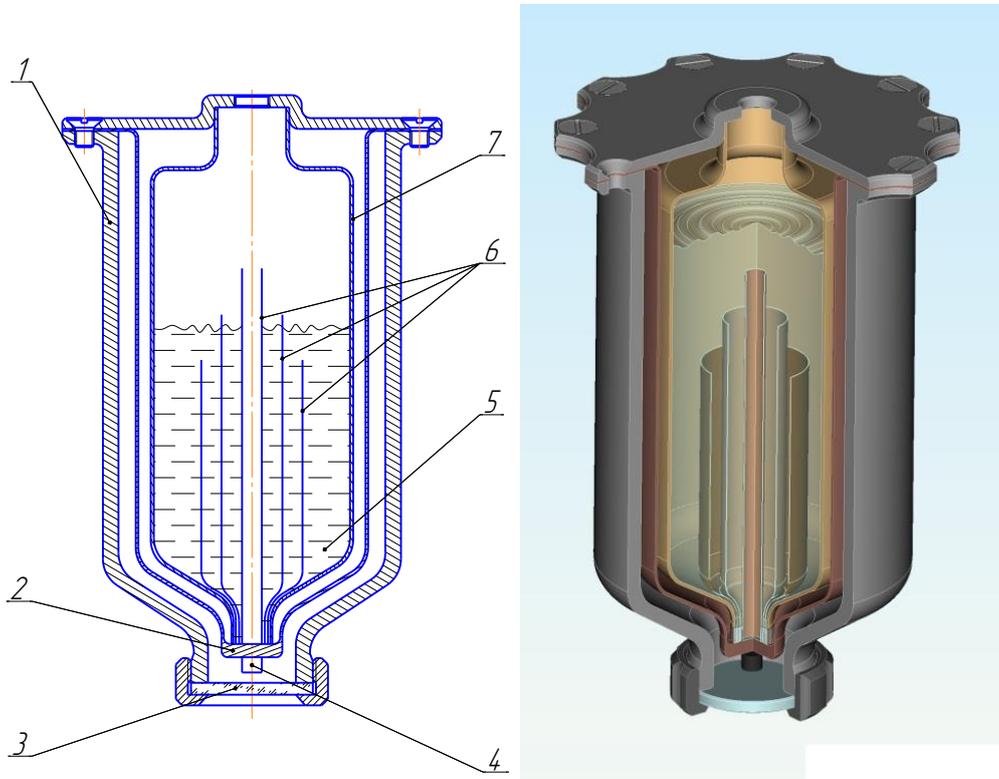


Рисунок 1.18 – Интегральная система охлаждения с использованием жидкого хладагента

1 – наружная изоляция; 2 – медная арматура крепления элемента; 3 – окно прозрачное дляИК – лучей; 4 – детектор; 5 – хладагент; 6 – медные теплопроводящие пластины; 7 – ёмкость для хладагента

Интегральная система охлаждения с жидким хладагентом представляет сосуд Дьюара, внутри которого устанавливается детектор, находящийся в непосредственном тепловом контакте с жидким хладагентом (рисунок 1.18).

1.5 Система охлаждения с транспортировкой жидкого хладагента к объекту охлаждения

Система охлаждения с подачей хладагента состоит из изолированного резервуара для хранения хладагента, трубопроводов, охлаждаемой головки и необходимых устройств управления.

Подача хладагента происходит либо за счёт гравитационных сил, либо под давлением газа. Давление газа, необходимое для подачи хладагента из резервуара к объекту охлаждения, обеспечивается либо при испарении хладагента за счёт паразитного теплопритока в резервуар, либо за счёт давления начальной заправки (рисунок 1.19а).

В тех случаях, когда естественного нарастания давления недостаточно или требуется поддержание более стабильного уровня охлаждения, в резервуар помещается регулируемый электронагреватель для обеспечения испарения требуемого количества хладагента. Типичная блок-схема такой системы показана на рисунке 1.19б. Расход жидкости обычно регулируется таким образом, чтобы обеспечить работу системы в широком диапазоне различных давлений и предотвратить переполнение жидкостью охлаждаемой головки.

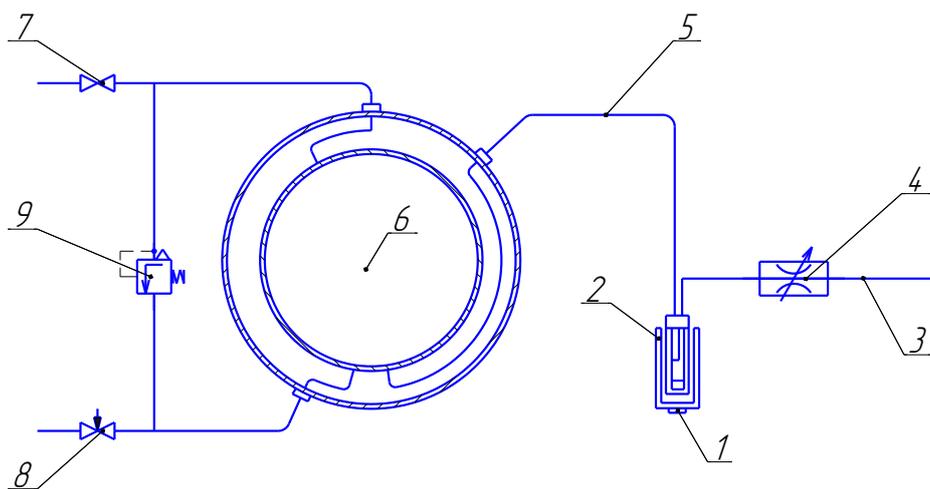


Рисунок 1.19а –схема охлаждения с подачей хладагента

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

По мере охлаждения приёмника ИК-излучения жидкость испаряется и выбрасывается через управляющий клапан с регулируемым соплом, который поддерживает постоянную разность давлений между резервуаром и

охлаждаемой головкой, что приводит к постоянному расходу хладагента при охлаждении приёмника излучения.

Опыт применения таких систем охлаждения показывает, что при суммарной мощности тепловыделения детектора в 1Вт. в течение 80 ч. необходима система охлаждения, сухая масса которой составляет 3 кг, масса жидкого азота 3,6 кг, а объем резервуара 4,5 л.

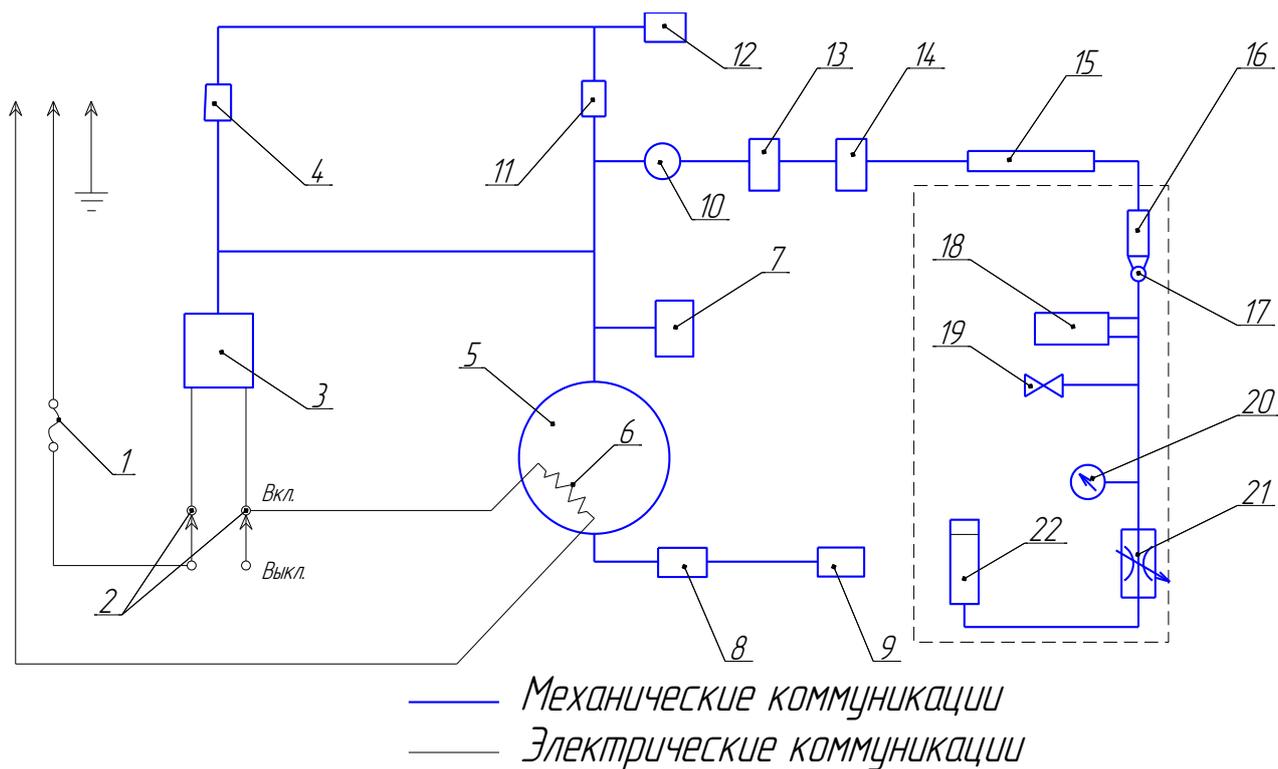


Рисунок 1.19 б – схема охлаждения с подачей хладагента за счёт нагрева продукта в ёмкости

1 – плавкий предохранитель; **2** – переключатель нагревателя; **3** – переключатель, срабатывающий при изменении давления и температуры; **4** – предохранительный клапан; **5** – резервуар; **6** – нагревательный элемент; **7** – линия заправки; **8** – запорный клапан; **9** – линия подпитки; **10** – манометр для измерения давления в резервуаре; **11** – выхлоп; **12** – линия сброса; **13** – питающий клапан; **14** – клапан питания хладагентом охлаждающей головки; **15** – охлаждаемая ловушка; **16** – фильтр; **17** – прокладка из пористого металла; **18** – охлаждаемый детектор; **19** – предохранительный клапан 8–10 кг/см²; **20** – индикатор давления 0–10.5 кг/см²; **21** – отсечной клапан; **22** – индикатор расхода хладагента

1.6 Системы охлаждения с хранением сжиженных хладагентов при температуре окружающей среды

Задачей криогенных систем часто является обеспечение возможности длительного хранения хладагента при кратковременной работе самой системы. Использование жидких и твёрдых хладагентов приводит к сложной конструкции изоляции и сравнительно ограниченному сроку хранения. Однако существует ряд жидкостей, которые могут храниться при температуре окружающей среды и обеспечивать охлаждение объекта после термодинамических превращений.

Некоторые предварительные исследования, касающиеся использования таких жидких хладагентов в системах охлаждения представлены в [12,13]. Термодинамический анализ доказал возможность использования этана или пропана для охлаждения в диапазоне температур 100 – 110 К. Эти два хладагента могут храниться неограниченное время при температуре окружающей среды 25 °С, если давление при хранении равно 4.4 МПа для этана и 1 МПа для пропана. После реализации термодинамических процессов можно получить требуемый диапазон температурного уровня охлаждения 100 – 110 К. Система охлаждения, представленная на рисунке 1.20, состоит из резервуара для хранения хладагента, небольшого противоточного теплообменника, двух дроссельных каскадов, одного клапана, регулирующего расход жидкого хладагента и клапана обратного давления, (при этом в качестве хладагента используется этан). Соответствующий термодинамический процесс изображён на диаграмме (давление–энтальпия), представленной на рисунке 1.20.

Если принять использование хладагента до 100 % (весь хладагент, распыляемый в камере, испаряется под действием тепловыделения детектора) то общая масса, заправленной этаном системы охлаждения, будет равна 4,5 кг. Для общего теплопритока 0,5 Вт, ресурс непрерывной работы составляет в сумме 7 дней (при прерывистой работе системы суммарное время работы также

7 дней). При пятидесятипроцентном использовании хладагента общая масса заправленной системы равна 9 кг.

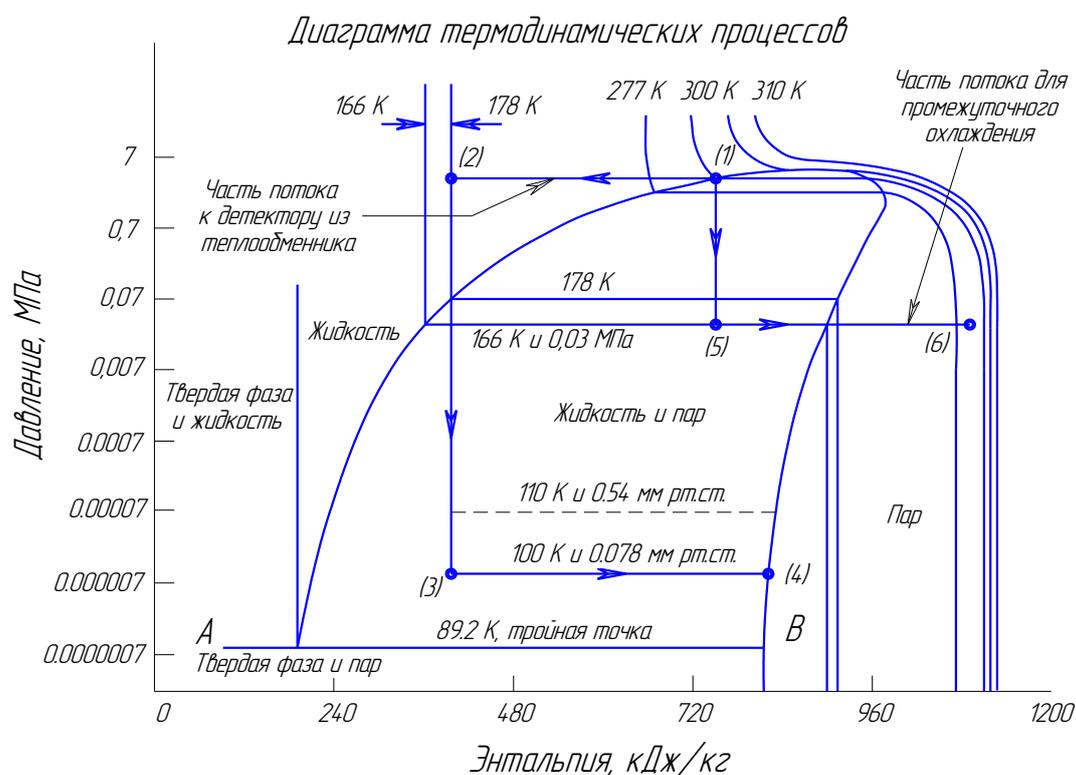
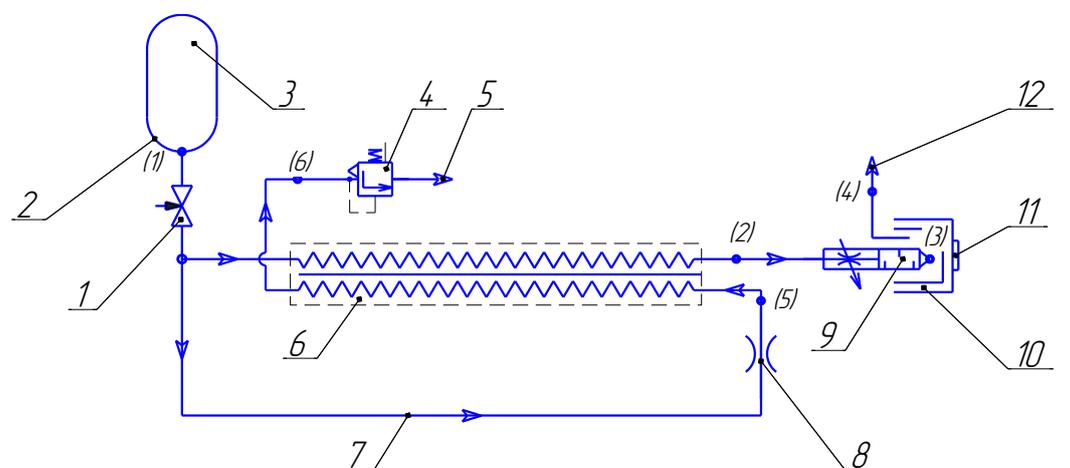


Рисунок 1.20 – Система охлаждения с жидким этаном, хранимым при температуре окружающей среды

1 – регулирующий клапан «включено – выключено»; 2 – резервуар для хранения» 3 – жидкость при температуре окружающей среды 300K и давлении 43 ата.; 4 – клапан обратного давления; 5 – линия сброса; 6 – противоточный теплообменник; 7 – линия потока промежуточного охлаждения; 8 – дроссель; 9 – расширительный клапан; 10 – узел охлаждения детекторами; 11 – ИК-детектор 100–110 К; 12 – линия сброса

1.7 Термо–механические охладители

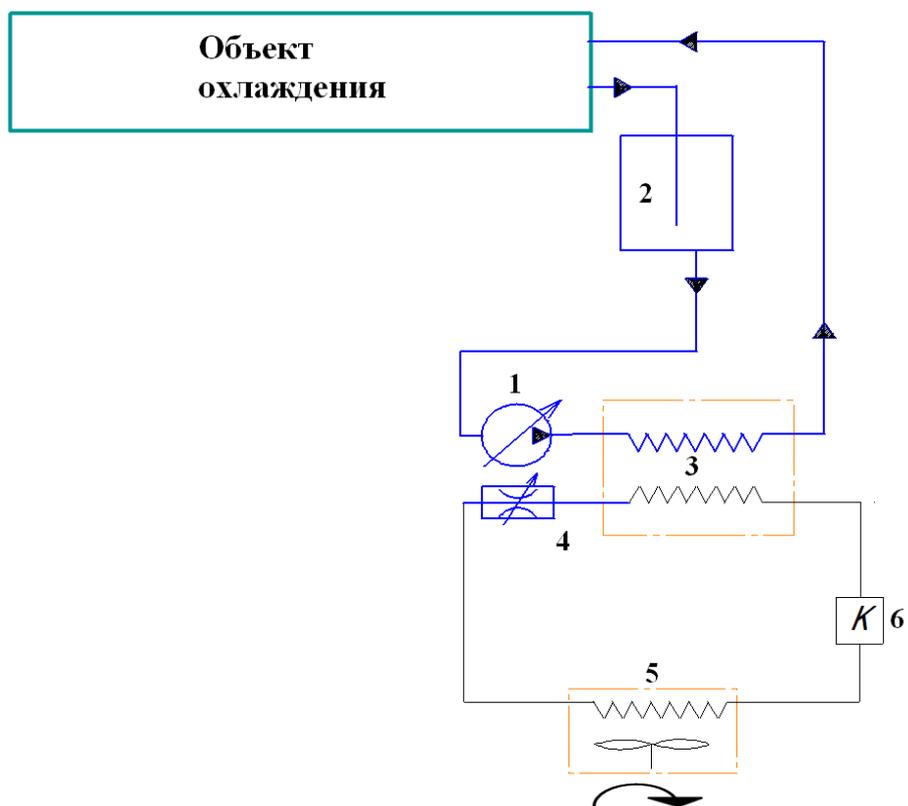
Основным элементом такой системы является холодильная машина.

В настоящее время существует множество термо–механических систем различного типа, использующие в своей работе парокompрессионные холодильные машины, холодильные машины Стирлинга и Волюмера, Маг–Магона и др.

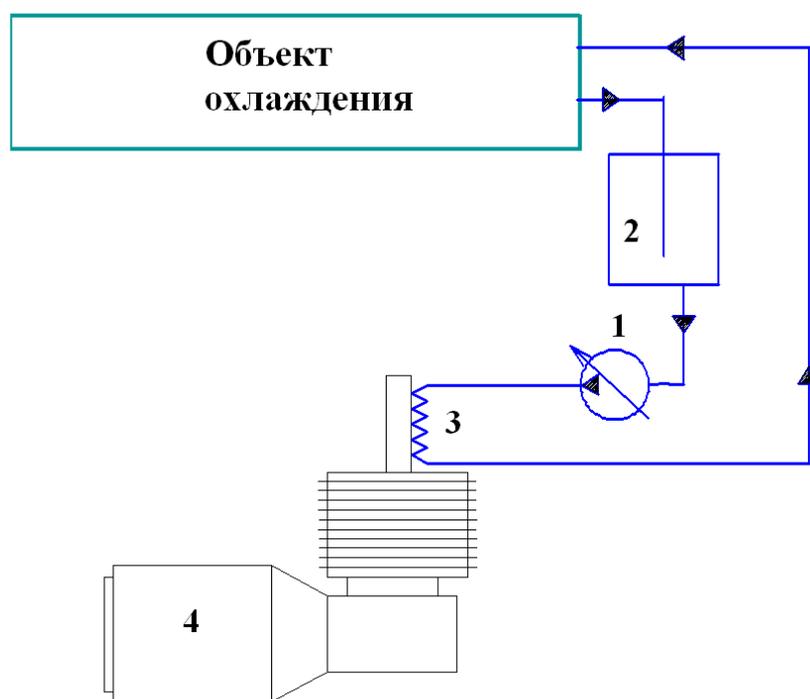
Схема парокompрессионного холодильного цикла с передачей холода в контур системы охлаждения с помощью внешнего теплоносителя представлена на рисунок 1.21. Цикл осуществляется в системе, состоящей из компрессора 6, конденсатора 3, дросселя вентиля 4 и испарителя 3.

В цикле холодильной машины отводится тепло от объекта охлаждения в испарителе 3 при низкой температуре кипения хладагента. В отличие от двух предыдущих типов систем, в данном случае затратить энергию для получения охлаждающего эффекта необходимо непосредственно на борту. Например, для охлаждения на уровне 240–245К можно использовать серийную однокаскадную холодильную машину МХНК–500Р, которая обеспечивает холодопроизводительность на данных уровнях до 350Вт. при энергопотреблении 500Вт. Для получения более низких температур, необходимо, использовать двухкаскадные парокompрессионные машины, что значительно утяжеляет СО.

На борту летательного аппарата могут также использоваться системы с использованием цикла Стирлинга, позволяющие получать более низкие температуры охлаждения рисунок 1.22. Эти системы имеют преимущества по сравнению с другими системами, а именно, широкий диапазон охлаждения (до 20 К), незначительная потребляемая мощность и небольшие габариты. Расчёты и подбор таких систем показывает, что для получения холодопроизводительности 350Вт на уровне 200–220К необходимо около 1.1 кВт мощности.



*Рисунок 1.21– Система охлаждения с парокомпрессионной холодильной машины.
 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник–испаритель; 4 – дросселя;
 5 – теплообменник–конденсатор; 6 – компрессор*



*Рисунок 1.22– Система охлаждения с холодильной машиной Стирлинга.
 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – холодильная машина
 Стирлинга*

Другим эффективным способом охлаждения до криогенных температур является применение ГХМ Волюмера. Такая теплоиспользующая газовая криогенная машина приводится в движение электроприводом небольшой мощности. Тепло подводится к горячей части машины и отводится на среднюю часть с температурой окружающей среды (картер). Тепловыделение охлаждающего элемента поглощается холодной частью при температурах, как правило, около 80 К.

Выделяются два основных преимущества систем охлаждения с использованием цикла Волюмера: отсутствие механического компрессора, и следовательно малая потребляемая электрическая мощность и возможность использовать непосредственно тепловой источник энергии.

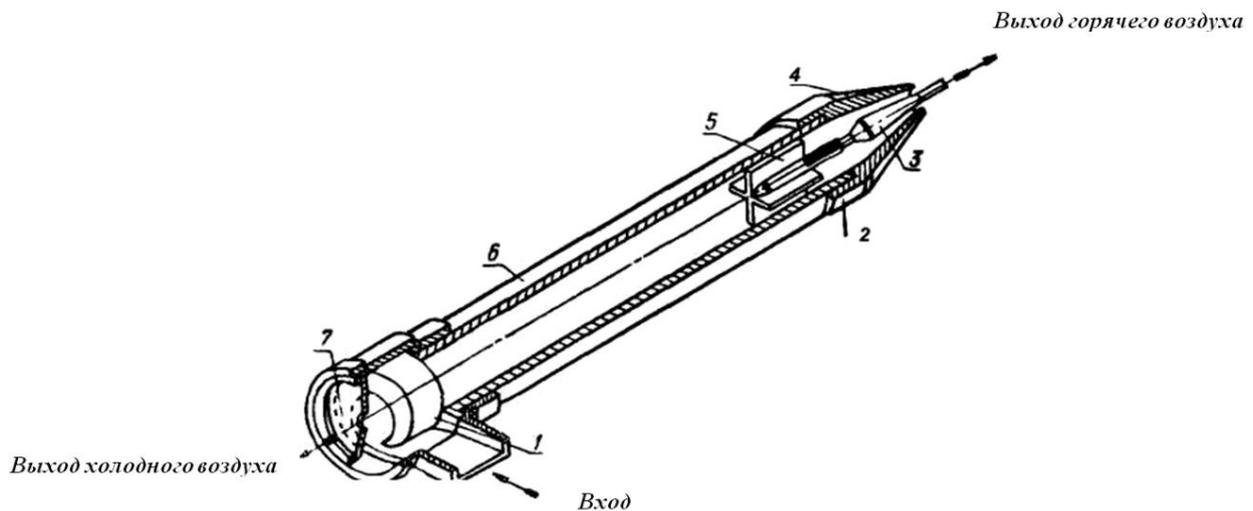
1.8 Системы охлаждения с делящей вихревой трубой

Одним из направлений в авиационных системах охлаждения является использование вихревых холодильных устройств или, как их ещё называют, вихревых труб, работа которых основана на использовании эффекта Ранка.

Особенностью вихревой трубы, является исключительная простота устройства, отсутствие движущихся элементов, небольшая масса и надёжность в эксплуатации. Работа вихревой трубы заключается в разделении закрученного потока на холодный и горячий (или тёплый) потоки, образующиеся в результате энергетического разделения закрученного потока газа.

Расчёты показывают, что например, для охлаждения CO_2 лазера на углекислом газе, выделяющего тепловую мощность около 350 Вт, необходимо обеспечить расход холодного потока около 2.1 кг/с, при температуре 233 К, при допустимом подогреве 10 К. Давление холодного потока должно быть 0,1 МПа, а в вихревую трубу должен подаваться сжатый воздух с давлением 0,5 – 0,6 МПа. Массовая доля холодного потока составляла, по расчётным данным, $\mu=0.3$.

На рисунке 1.23 – 1.25 представлены различные варианты реализации системы охлаждения с вихревой трубой. Единственно, что нужно для реализации такой системы на борту ЛА – это организация забора воздуха с давлением около 0.6МПа от двигателя.



1– сопло–улитка; 2, 3, 4, 5 – дроссели; 6 – трубка; 7 – диафрагма

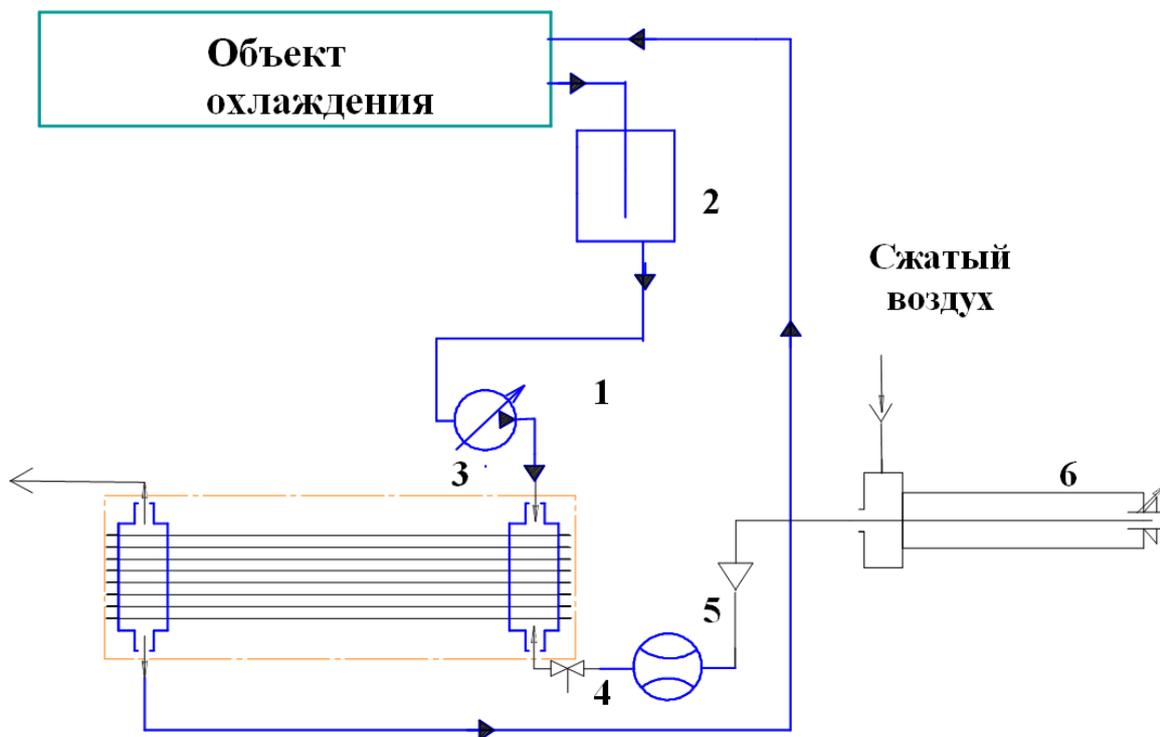


Рисунок 1.23 – Вихревая система охлаждения с пластинчато–ребристым теплообменником. 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – вентиль регулировки расхода; 5 – расходомер; 6 – вихревая труба

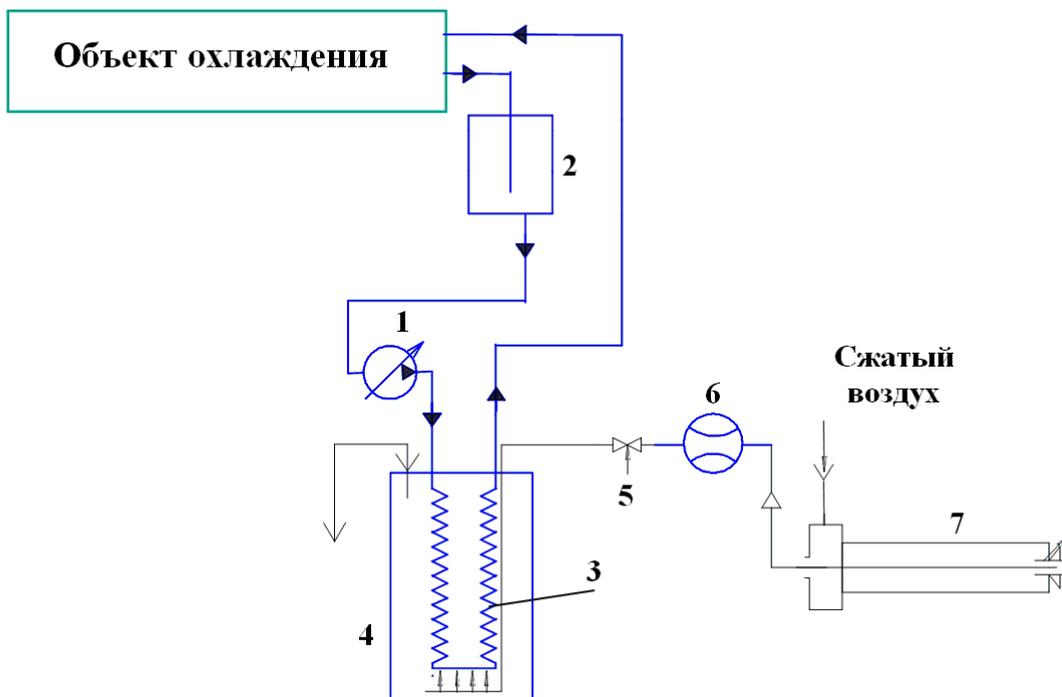


Рисунок 1.24– Вихревая система охлаждения с барботажем холодного потока через внешний теплоноситель. 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – бак с внешним теплоносителем; 5 – вентиль регулировки расхода; 6 – расходомер; 7 – вихревая труба

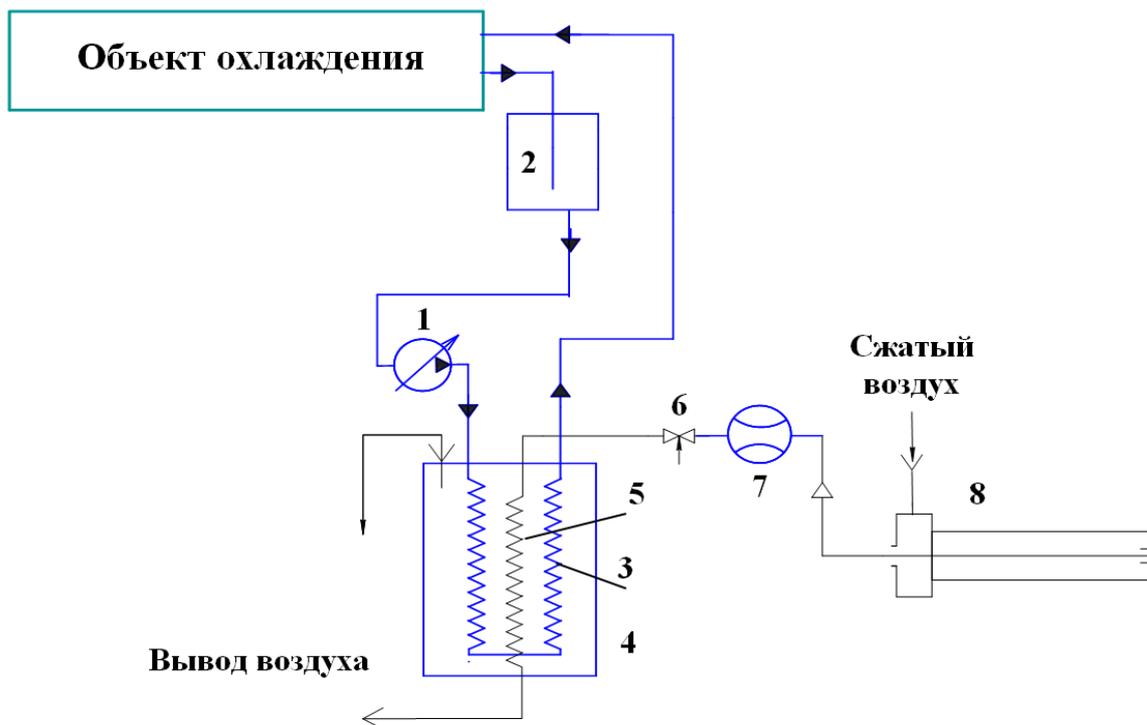


Рисунок 1.25 – Вихревая система охлаждения с промежуточным теплообменником. 1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – теплообменник; 4 – бак с внешним теплоносителем; 5 – промежуточный теплообменник; 6 – вентиль регулировки расхода; 7 – расходомер; 8 – вихревая труба

1.9 Системы охлаждения с термоэлектрическими элементами

В основе работы термоэлектрического охлаждающего модуля лежит эффект Пельтье, который заключается в том, что при протекании постоянного электрического тока в цепи, состоящей из разнородных проводников, в местах контактов (спаях) проводников поглощается или выделяется, в зависимости от направления тока, тепло, пропорциональное величине этого тока. Наиболее значительно эффект Пельтье проявляется на контактах полупроводников с различным типом проводимости (р- или n-).

Термоэлектрические охлаждающие устройства имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами холодильных машин. К преимуществам термоэлектрических устройств следует отнести: полное отсутствие вибраций при работе, надёжность, отсутствие текучего рабочего вещества, небольшие масса и габариты. Сравнительные данные по хладоновым машинам показывают, что при одинаковой холодопроизводительности масса термоохладителя в 1,7–1,8 раза меньше. Они имеют объем приблизительно в четыре, а массу в три раза меньше, чем хладоновые холодильные машины.

К недостаткам термоохлаждающих устройств следует отнести их низкую экономичность и повышенную стоимость. Экономичность термоэлектрических холодильных машин по сравнению с парокомпрессионными приблизительно в 2 – 3 раза ниже. Высокая стоимость термоохлаждающих устройств связана с высокими ценами на полупроводниковые материалы.

Применение термоэлектрического охлаждения за счёт эффекта Пельтье (рисунок 1.24) неудобно также вследствие необходимости охлаждения горячего спаев ТЭО, что увеличивает общий потребный теплосъём с бортового комплекса

Важное обстоятельство, также определяющее область, в которой термоэлектрические охладители способны конкурировать с другими типами холодильных машин даже по энергетической эффективности для охлаждения лазерных и других бортовых комплексов ЛА, состоит в том, что уменьшение

потребной холодопроизводительности, т.е. масштабный фактор например, парокомпрессионных холодильных машин ведёт к снижению их холодильного коэффициента. Для термоэлектрической холодильной машины это правило не соблюдается, и ее эффективность практически не зависит от масштабного фактора. В настоящее время для температуры холодного спая 0°C и горячего спая 26°C и холодопроизводительности несколько десятков ватт энергетическая эффективность термоэлектрической машины близка к эффективности парокомпрессионной холодильной машины.

Для обеспечения эффективной работы ТЭО нужно организовать отвод тепла, выделяемого на горячих спаях, складывающегося из мощности, потребляемой ТЭО, и тепла от объекта охлаждения, что является проблемой.

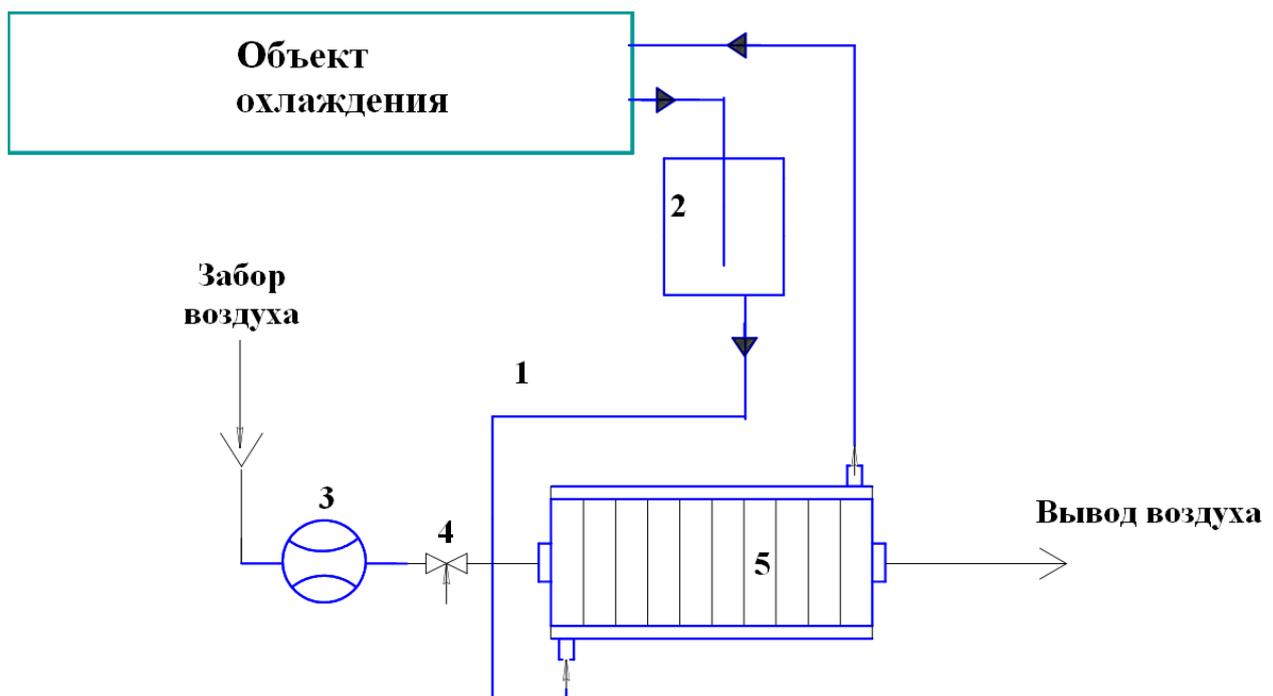


Рисунок 1.24– Термоэлектрическая система охлаждения.

1 – насос; 2 – расширительный бачок; 3 – расходомер; 4 – вентиль регулировки расхода; 5– линейка ТЭО с воздушным охлаждением горячих спаяв

1.10 Выбор типа систем охлаждения

Для облегчения выбора типа системы охлаждения, размещаемой на борту летательного аппарата, представлены поля характеристик 1.25 и 1.26, на которых изображены области применения различных систем охлаждения. Для выбора оптимальной системы охлаждения необходимо задать три исходных параметра: температурный уровень охлаждения, холодопроизводительность и ресурс работы. Следует отметить, что на диаграммах приведено общее направление и что во многих случаях, особенно когда режимы и условия работы близки или даже одинаковы, дополнительные критерии, такие как перегрузка, ограничение по габаритам, требуемая надёжность, стоимость, время работы и другие, будут определять, какая система наиболее соответствует заданным требованиям. Графики построены на основании данных по основным параметрам существующих систем охлаждения или систем охлаждения, которые будут созданы в ближайшие 2–3 года.

Верхние границы для систем охлаждения с разомкнутым циклом, показанные на рисунке 1.25, отражают ограничение по массе системы, накладываемое например космическим аппаратом массой 1.2 – 1.6 тонн со временем хранения хладагента 90 дней.

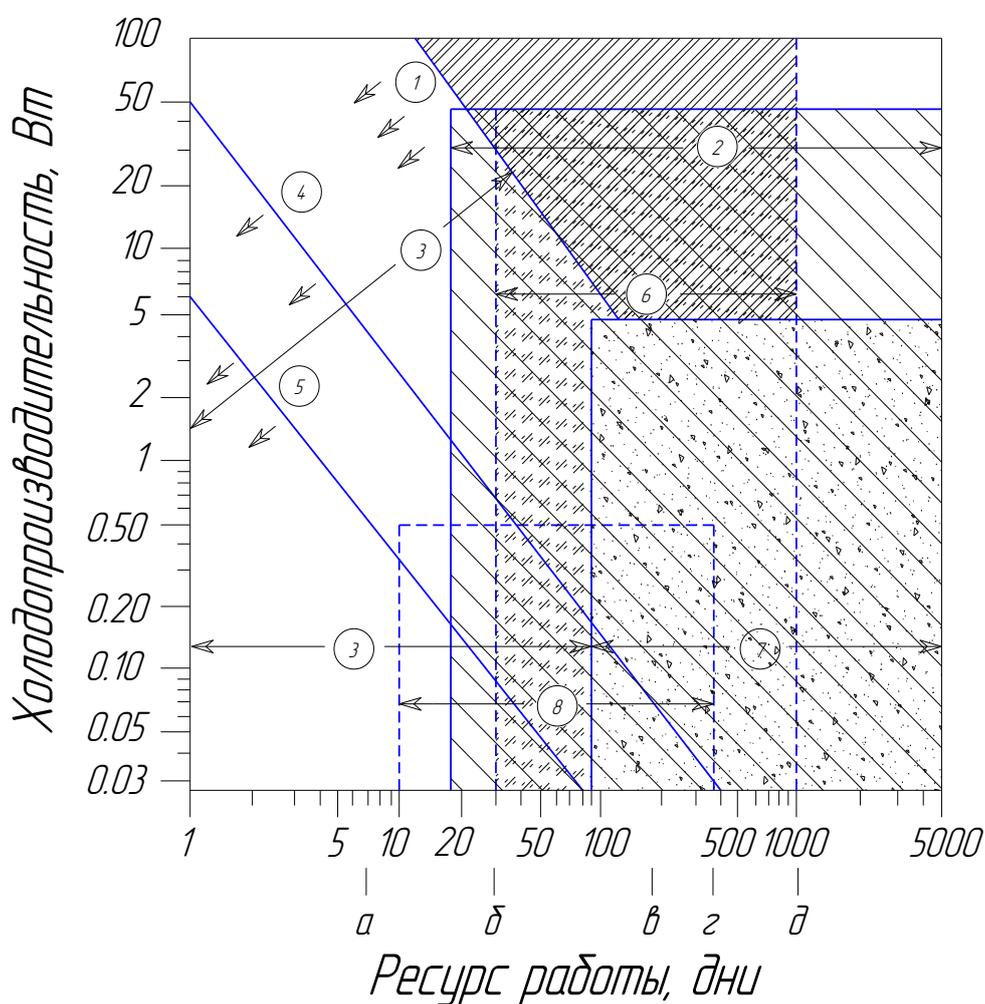
Известно, что разрабатываемые в настоящее время резервуары для хранения хладагента рассчитываются на ресурс работы системы охлаждения от шести месяцев до года и более.

На рисунке 1.26 показана зависимость холодопроизводительности различных систем от температурного уровня охлаждения (К) [15].

Следует отметить, что термомеханические системы охлаждения могут использоваться в диапазоне температурных уровней от 4 до 100 К при умеренно больших значениях холодопроизводительности.

Эти системы могут применяться при величине суммарной мощности тепловыделения охлаждаемого объекта от 0.1 Вт до 100 Вт при ресурсах

работы от одного месяца до трех лет и более в зависимости от холодопроизводительности. Общая масса этих систем включает не только массу самой системы охлаждения, но и массу источника питания, контрольно – измерительной аппаратуры и контура теплосъёма. Относительная масса этих систем здесь не рассматривается, но особое внимание уделено одному из основных параметров системы охлаждения – потребляемой мощности, поскольку увеличение потребной мощности приводит к увеличению массы системы в целом.



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

Рисунок 1.25 – 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

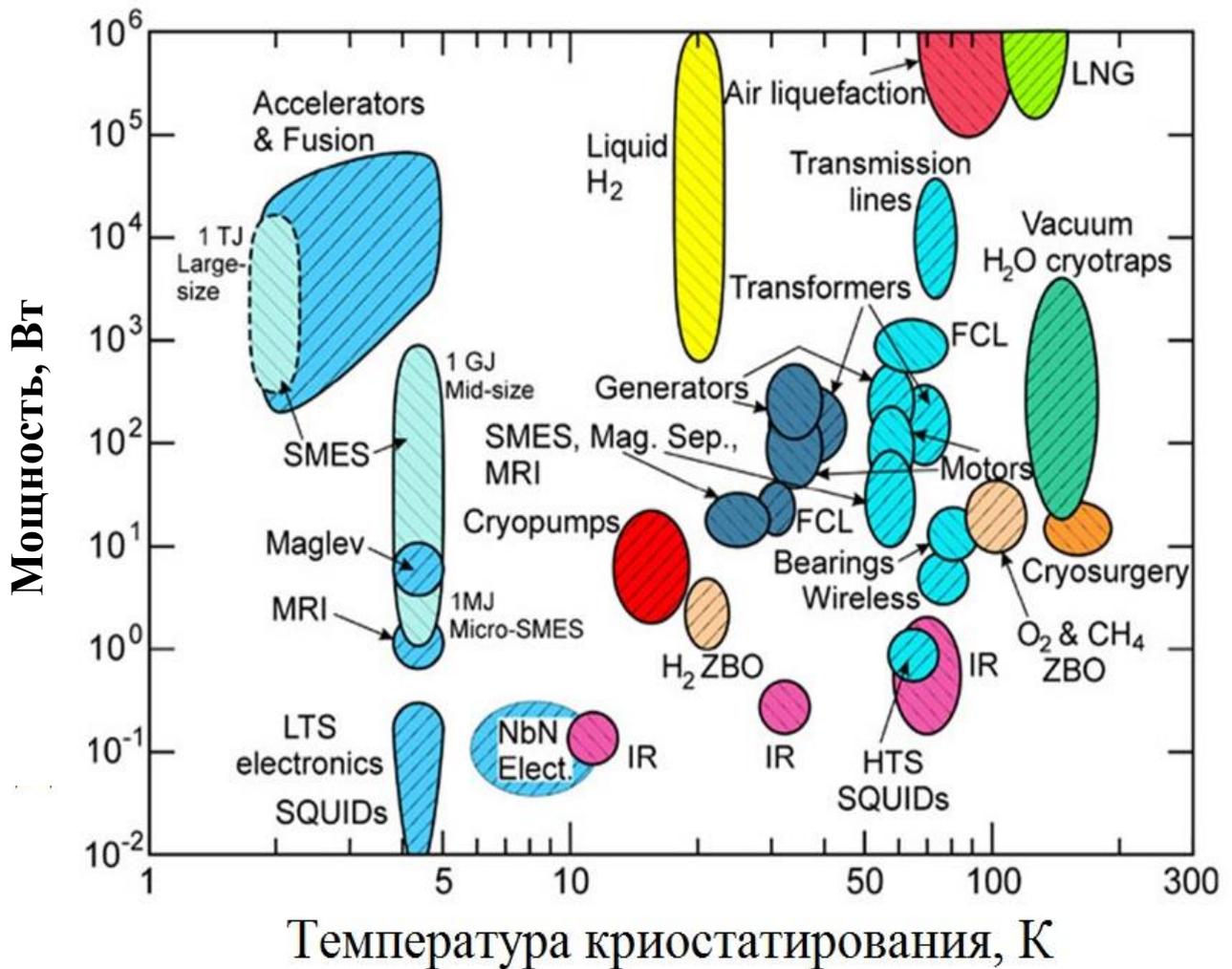


Рисунок 1.26 – Зависимость холодопроизводительности от температурного уровня охлаждения(по данным источника)

Для обеспечения охлаждения на более низком температурном уровне или же при более значительных тепловыделениях охлаждаемого объекта применяют системы охлаждения одноразового действия с разомкнутым циклом. Системы с разомкнутым циклом с использованием жидкого хладагента применяются для любых значениях холодопроизводительности и температурного уровня охлаждения, приведённых на рисунке 1.27, причём применение таких систем ограничено лишь массой (масса зависит от ресурса работы и суммарной мощности тепловыделения охлаждаемого объекта).

При небольших ресурсах работы и суммарной мощности тепловыделения объекта порядка 10 – 20 Вт. с использованием дроссельной системы охлаждения и использованием газа под высоким давлением она представляет

наипростейшую, наиболее экономичную систему. Однако масса резервуара для хранения газа под высоким давлением значительно возрастает при увеличении количества хладагента и ограничивает применение таких систем.

В таблице 1.3 приведены основные параметры различных дроссельных систем охлаждения [16]. Диапазоны температурного уровня охлаждения, расходы газа для конкретного случая, масса и объем блоков, которые относительно малы по сравнению с массой и объёмом резервуаров со сжатым хладагентом, и другие параметры. Для конкретной системы охлаждения запас хладагента можно рассчитать на основании данных, приведённых в таблице 1.3

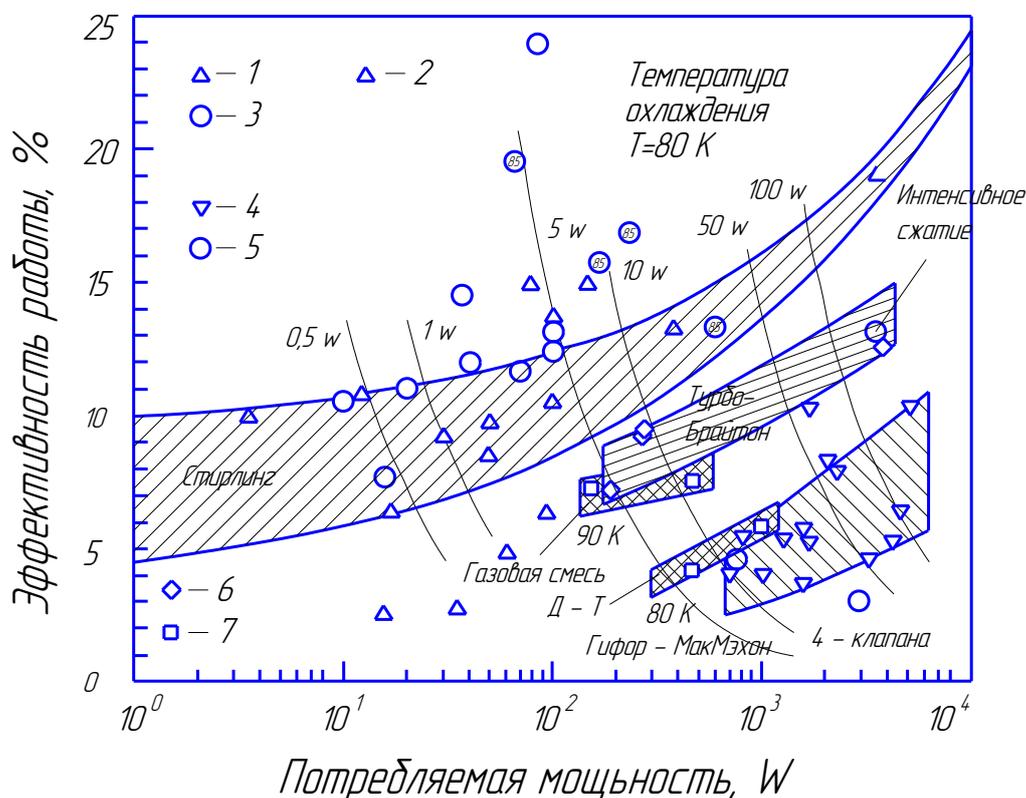


Рисунок 1.27—Зависимость эффективности работы от потребляемой мощности различных систем охлаждения [15]

На основании проведённого анализа современных систем охлаждения аэрокосмического назначения следует, что энергопотребление, масса, габаритные размеры и длительность работы являются важнейшими их

техническими характеристиками. К бортовым микрокриогенным системам предъявляют особенно жёсткие требования по этим показателям, так как

Таблица 1.3– Данные по основным параметрам для дроссельных систем охлаждения с разомкнутым циклом

Наименование изделия	Crio-Jip					Minicooler		
	AC-1	AC-2	AC-2Z	AC-3Z	ACI-ЮIA	MAC-215	MC-8	JTO-004
Диапазон температурного уровня охлаждения, °К	68–300	16–300	16–300	3,6–300	80–300	21; 27	80–90	87
Хладагент	N ₂	N ₂ и H ₂	Жидкий N ₂ и H ₂	Жидкий N ₂ , H ₂ и He	N ₂	H ₂ и воздух	Воздух, N ₂ или O ₂	Аргон
Номинальный режим охлаждения, Вт при °К	7,0 при 80	4,0 при 28	6,0 при 23	0,5 при 4,4	0,75 при 80	2,0 при 21	10,0 при 80	40,0 при 87
40,0 при 87Стабильность температуры, °К	±0,10							–
Расход газа при номинальном режиме (фунт/ч) 1 фунт=453.6 г)	3,48	3,94(N ₂) 0,25(H ₂)	0,885(жидкий N ₂) 0,312(H ₂)	0,885(жидкий N ₂) 0,281(H ₂) 0,780(He)	0,76	0,121(H ₂) 0,2(воздух)	0,282(N ₂)	0,250
Масса системы охлаждения, фунт	1,0	1,05	22,0	22,0	0,5	0,15	–	–
Минимальное рабочее давление, МПа.	8,0				18,0	12,0	–	11,6
Положение в пространстве	любое	любое	30° к вертикали	30° к вертикали	любое	любое	любое	любое
Время выхода на режим при отсутствии нагрузки, мин	5	10	10	40	–	3	0,50	0,20
Габариты системы охлаждения, мм	3,5x3,5 x5	Ø 3,5 длина 3,5	Ø 6 длина 17	Ø 6 длина 23	–	Ø 1,0 длина 2,5	Ø 0,30 длина 2	–
Состояние разработок	в производстве							
Основное применение	лабораторное	лабораторное	лабораторное	лабораторное	лабораторное	–	–	Ракета «Фолкон»
Стоимость системы без стоимости резервуара для хранения газа, тыс. долл.	1,585	2,690	3,395	4,430	2,850	4,300	–	–
Библиографический источник	21					77	77	9

подобные системы нередко применяют на ЛА с крайне ограниченными возможностями по энергетическим ресурсам и ограничениями по массе и габаритным размерам.

Энергопотребление основных элементов бортовых систем охлаждения и резкое увеличение относительных потерь за счёт масштабного фактора значительно усложняют задачу получения приемлемых для потребителя параметров. Достижение высокой эффективности в этих условиях требует решения ряда сложных технических проблем с учётом особенностей рабочих процессов в таких установках.

Наиболее характерные из них:

- нестационарность процессов тепло и массообмена, протекающих при переменных расходах, давлении и температуре;
- относительно высокая тепловая нагрузка на теплообменные аппараты;
- изменение агрегатного состояния рабочего тела; высокая скорость протекания процессов;
- специфические условия взаимодействия с окружающей средой и объектом охлаждения, влияющие на характер термодинамических и тепловых процессов, и др.

Миниатюризация системы охлаждения приводит к резкому возрастанию относительной величины внешних и внутренних потерь. Влияние этого фактора настолько значительно, что в большинстве случаев возникает необходимость в критическом пересмотре имеющихся рекомендаций по выбору методов охлаждения, технических решений и параметров машин и аппаратов охладителей. Ряд хорошо зарекомендовавших себя циклов, схем и конструкций при использовании в системах охлаждения оказывается малоэффективным, а в некоторых случаях – неприемлемым.

Представленный анализ современного состояния развития бортовых СО позволяет сделать следующие выводы:

- наиболее приемлемыми для уровней термостатирования 80 К являются ГКМ Стирлинга, дроссельные СО на сжатых газах и испарительные СО на жидких криоагентах;
- для систем вооружения одноразового действия целесообразно использовать баллонные системы разомкнутого дроссельного цикла;

- для космических СО с длительным ресурсом работы используются газовые криогенные машины;
- для бортовых авиационных систем используются все три типа СО включая испарительные.
- дроссельные системы охлаждения разомкнутого типа имеют минимально возможное энергопотребление и максимальную надёжность.
- дроссельные баллонные СО достигли предела своего совершенства;
- основным элементом определяющим габариты СО в баллонной дроссельной системе, а также и в испарительной системе является ёмкость для хранения рабочего тела;
- в поле характеристик СО между дроссельными баллонными системами и испарительными существует область, предполагающая совмещение преимуществ испарительных и дроссельных баллонных систем охлаждения
- создание баллонной дроссельной СО работающей на рабочем теле с околокритическими параметрами позволит получить систему с улучшенными режимно–параметрическими и эксплуатационными показателями.

Глава 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ДРОССЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

2.1 Увеличение холодопроизводительности на заданном температурном уровне

1. Увеличение Δi_T может быть достигнуто:

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

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

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

При увеличении p_2 величина Δi_T растёт быстрее, чем величина $L_{сж}$, но предельное значение p_2 следует выбирать меньшим, чем давление инверсии $p_{инв}$ при данной температуре. Это объясняется тем, что в инверсионной области величина Δi_T практически не меняется с ростом p_2 , а величина $L_{сж}$ монотонно возрастает (рисунок 2.1).

Следует иметь в виду, что уменьшение величины p_1 большей частью практически не приводит к увеличению Δi_T , а работа сжатия в компрессоре увеличивается.

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

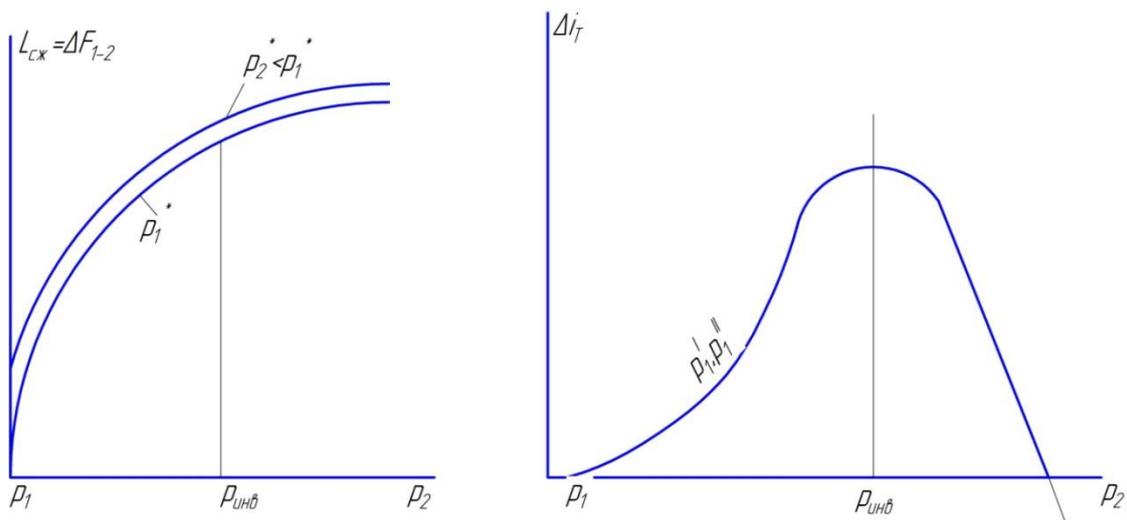


Рисунок 2.1 - Работа сжатия в компрессоре [18]

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

3. Уменьшение Δi_H может быть достигнуто путем уменьшения $\Delta T_H = \frac{\Delta i_H}{c_p}$.

Однако для уменьшения ΔT_H нужно интенсифицировать теплопередачу в теплообменнике, т. е. или увеличивать поверхность теплообменника, что ведёт к росту габаритов, (а значит и увеличению теплопритоков через изоляцию), или увеличивать скорость обратного потока, что приводит к потерям давления, или, наконец, применять теплообменники с развитой поверхностью теплопередачи (оробрение, гофры и т. д.), что приводит к удорожанию установки.

2.2 Оценка эффективности работы СО

Холодопроизводительность дроссельной СО, работающей по циклу Линде, определяется только величиной дроссель-эффекта при температуре окружающей среды, и не зависит от температурного уровня подвода тепла, поэтому при постоянном p_2 холодильный коэффициент цикла будет

постоянным $\varepsilon = \frac{Q_0}{L_{сж}} = idem$. Однако при изменении температуры отвода тепла меняется качество производимого холода. Этому холодильный коэффициент не учитывает. Для того чтобы учесть и качество холода, необходимо перейти от холодопроизводительности Q_0 к приведённой Q_e . Тогда холодильный коэффициент установки запишется следующим образом:

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

На рисунке 2.2 показан ход изменения η_e в зависимости от T_0 . Как видно из графика, в области умеренных температур эффективность таких установок мала, в связи со сравнительно низким КПД дросселирования. Самое низкое значение T_0 , равное $T_{кит}(p_1)$, определяется давлением конденсации при p_1 , то есть свойствами рабочего тела.

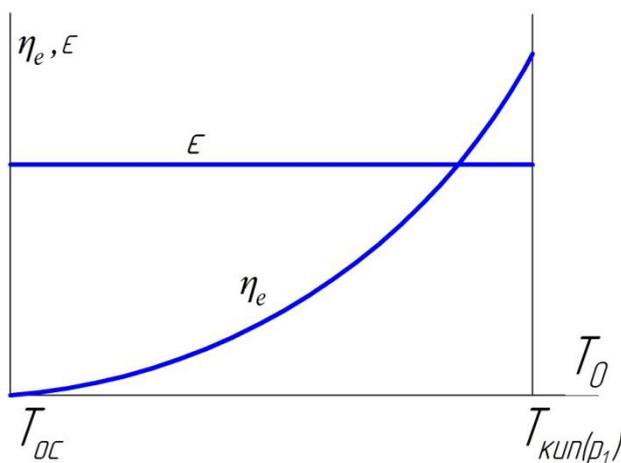


Рисунок 2.2- Изменение η_e в зависимости от T_0

КПД η_e таких установок обычно не превышает 8-10%.

2.3 Распределение подводимой эксергии по элементам схемы

Подводимая к СО эксергия расходуется на:

- 1) получение полезной приведённой холодопроизводительности Q_e ;

2) потери холода через изоляцию

$$\sum_{T=T_0}^{T=T_{oc}} (\delta Q_{из} \cdot \tau_e) = D_{из};$$

3) электромеханические потери $D_{эм}$;

4) потери в компрессоре и холодильнике $D_{кх}$;

5) потери в теплообменнике $D_{т.о}$;

6) потери при дросселировании $D_{др}$;

7) потери от недорекуперации D_H .

Из перечисленных семи составляющих только одна первая даёт полезный эффект, остальное - потери. Распределение подводимой эксергии можно изобразить диаграммой потоков (рисунок 2.5).

Отношение ширины полос Q_e и $L_{сж}$ даст величину КПД установки. Основные потери эксергии, как видно из диаграммы, связаны с работой компрессора.

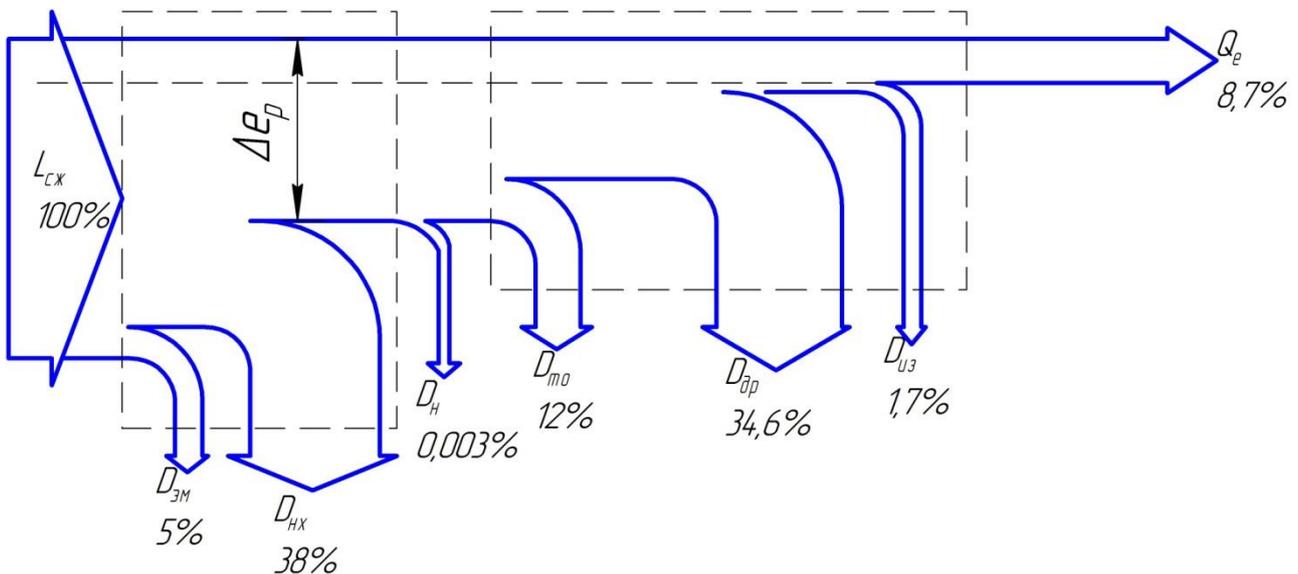


Рисунок 2.3 - Диаграмма потоков эксергии

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

- 1) полезной приведённой холодопроизводительностью;
- 2) потерями в теплообменнике;
- 3) потерями в дросселе;
- 4) потерями от недорекупации.

Как видно из графиков на рисунке 2.4, с понижением T_0 полезная приведенная холодопроизводительность растёт, а суммарные потери падают, несмотря на то, что потери в теплообменнике растут. Это происходит из-за того, что потери в дросселе уменьшаются быстрее, чем растут потери в теплообменнике.

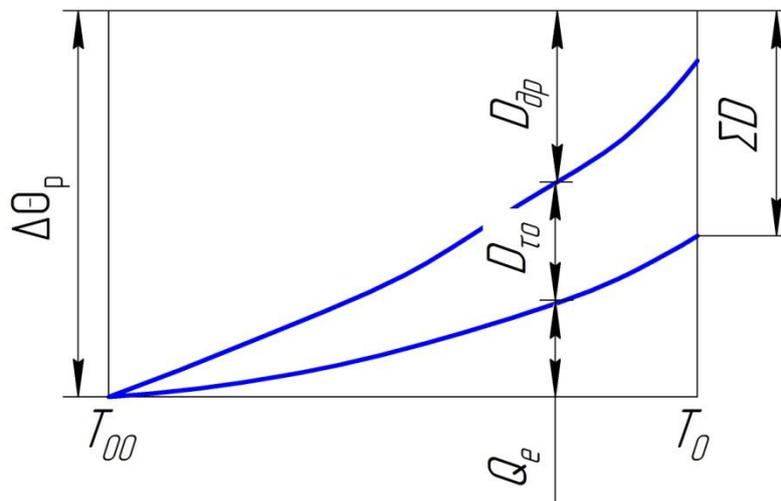


Рисунок 2.4 - Изменение эксергии в зависимости от температуры T_0 .

Рост эффективности процесса дросселирования обусловлен повышением дроссель-эффекта с понижением температуры. Сложнее обстоит дело с процессом теплообмена. С понижением температуры эффективность процесса теплообмена сначала расчёт, ввиду того, что ΔT на теплом и холодном конце теплообменника не очень различаются. Уменьшение эффективности процесса теплообмена связано с тем, что с дальнейшим понижением температуры на холодном конце теплообменника ΔT резко возрастает, а это приводит к резкому росту потерь от необратимости (рисунок 2.7).

Величина потери от недорекупации настолько мала по сравнению с

потерями в дросселе и теплообменнике, что ее можно не учитывать. Если в балансе энергии Δi_H играет весьма существенную роль, то в балансе эксергии она чрезвычайно мала, так как ценность теряемого холода ничтожна [19,20].

Оценим эту величину для воздушной установки при $\Delta T_H = 4^\circ$; теплоемкость воздуха $C_p = 1004 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$

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

$$Q_H = G \cdot c_p \cdot \Delta T_H = 1 \cdot 1004 \cdot 4 = 4008 \text{ Дж/час} = 1,1 \text{ Вт.}$$

В этом же примере эксергия теряемого холода будет равна

$$D_H = Q_H \cdot |\bar{\tau}_e| = 1,1 \cdot \left| \frac{291 - 293}{291} \right| \leq 0,04 \text{ Вт.}$$

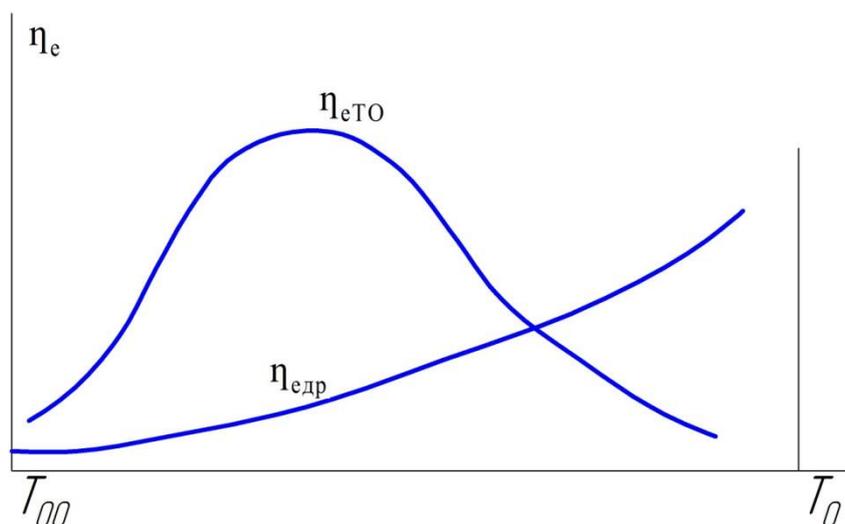


Рисунок 2.5 Изменение холодильного коэффициента зависимости от температуры T_0 .

2.4 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 $0,3-1^\circ$:

$$T_{кип} = T_0 - \Delta T.$$

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 2.6) 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_H , или изменить давление p_2 так, чтобы увеличить долю жидкости.

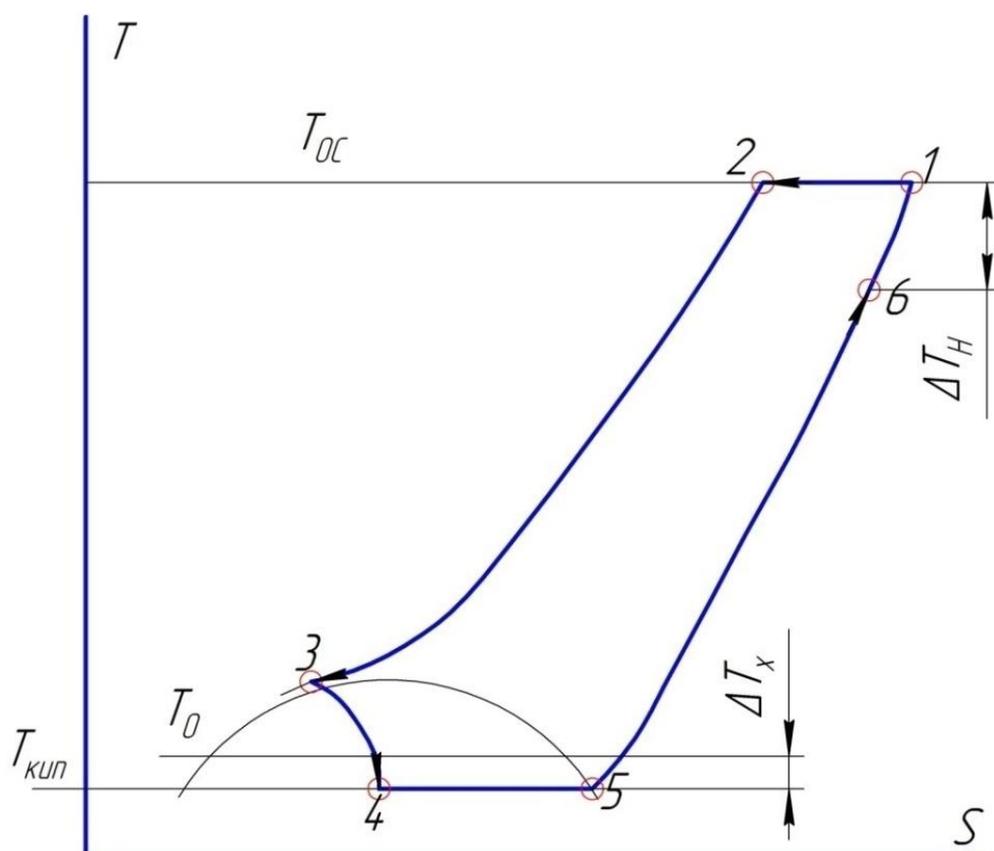


Рисунок 2.6 – Цикл с дросселированием рабочего тела

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 $\eta_c = 6-8\%$ 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.

2.5 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. 2.7 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 охлаждаемый газ изотермически сжимается в процессе 1-2, а затем отводится тепло (процесс 2-0'). После дросселирования (процесс 0'-0) получается насыщенная жидкость состояния 0.

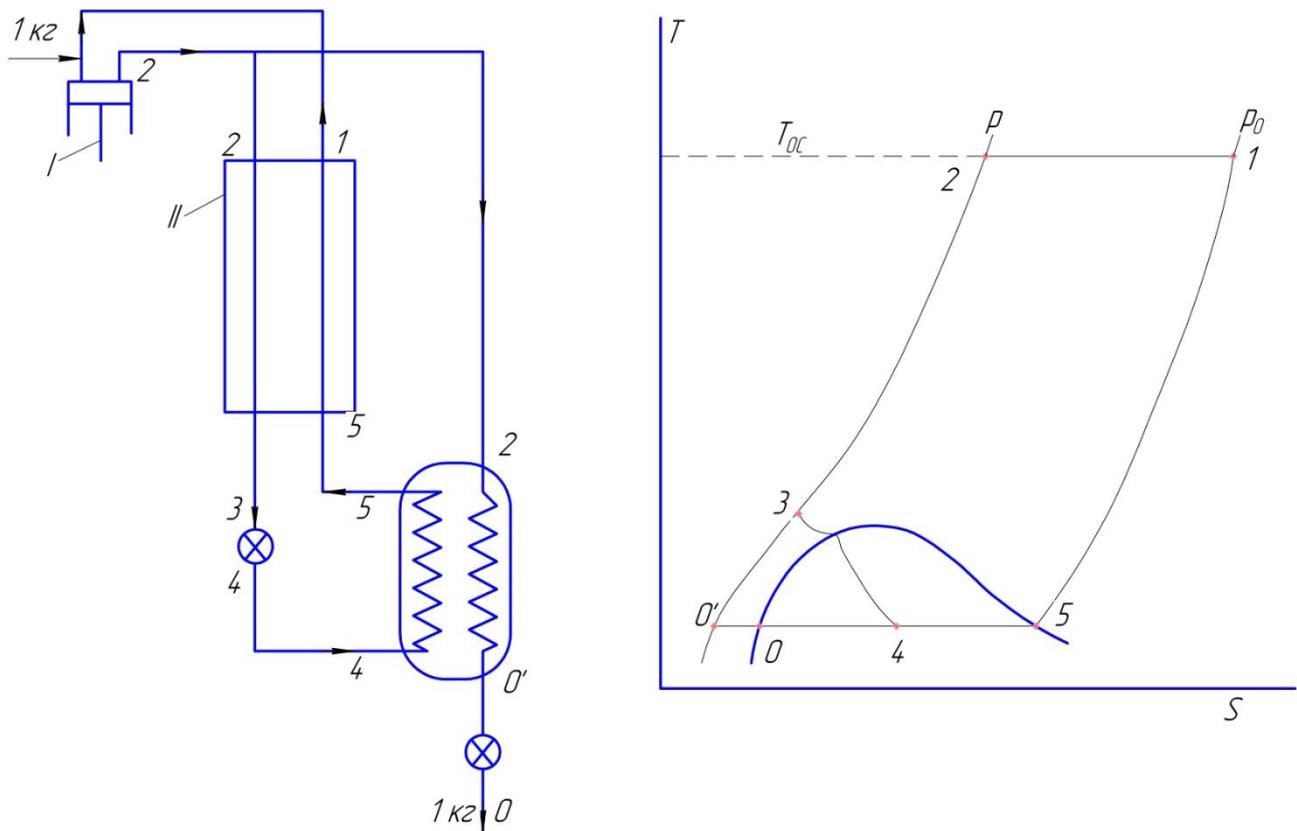


Рисунок 2.7- Ожижение газа с помощью дроссельного цикла при изолировании рабочего тела холодильного цикла от охлаждаемого газа

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 $l_{сжс}$ и на сжатие ожижаемого газа Al_x , т. е.

$$l_{сжс} = l_x + l_{сжс}; \quad (1)$$

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

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

Из (1) учитывая (2) и (3), получаем:

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

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

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

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 2.8 показаны принципиальная схема и процессы в энтропийной диаграмме при смешении рабочего тела и охлаждаемого газа. После дросселирования смеси получается влажный пар состояния 4. Можно было бы дросселировать до этого состояния только рабочее тело, а охлаждаемый 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 , т.е. достигли бы заданной цели. Но при смешении рабочего и охлаждаемого тела нет смысла осушать влажный пар в процессе 4-5 за счёт охлаждения охлаждаемого газа в процессе 3-0'. Так как к рабочему и охлаждаемому телу 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 охлаждения. Вместе с тем сухой пар, который содержится во влажном паре, после дросселирования охлаждаемого газа в процессе 3-4 может быть присоединён к рабочему телу.

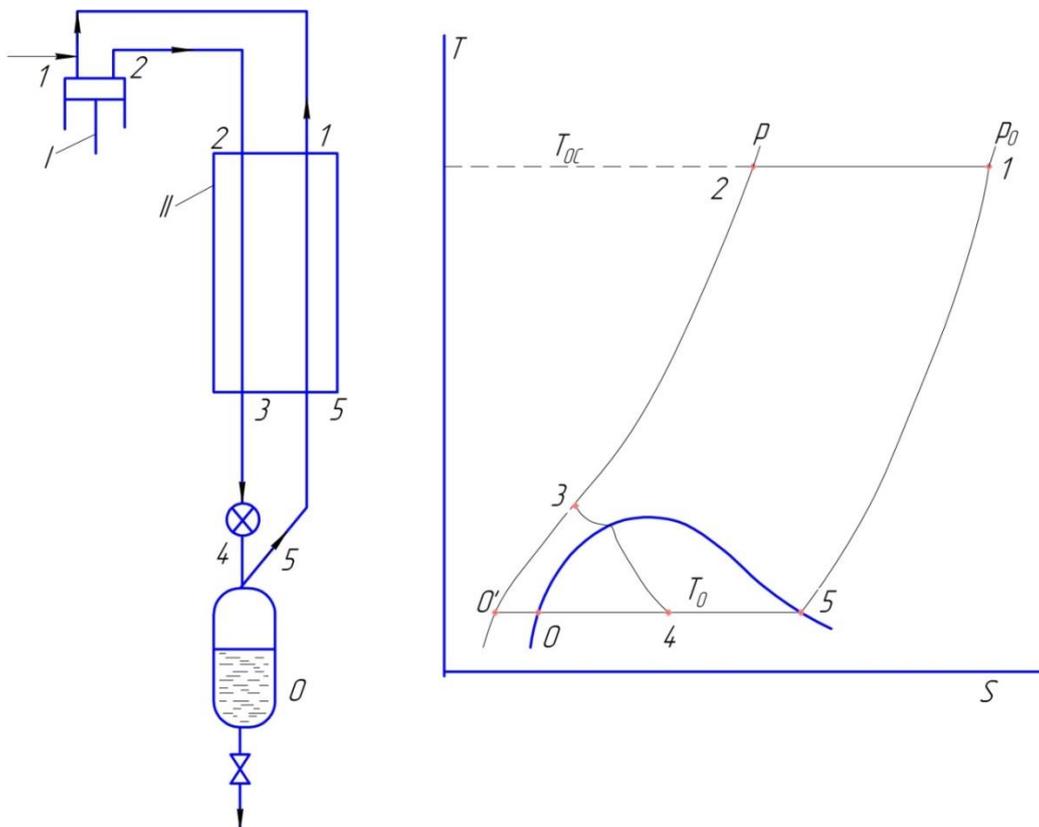


Рисунок 2.8 - Ожижение газа с помощью цикла однократного дросселирования при смешении рабочего тела холодильного цикла и охлаждаемого газа

Следовательно, идентичность рабочего тела и ожижаемого газа позволяет при их смешении исключить процессы осушения влажного пара рабочего тела холодильного цикла и охлаждения сжатого ожижаемого газа. Дросселируя смесь рабочего тела и ожижаемого газа в процессе 3-4, мы заменяем эти процессы простым отделением жидкости от пара в полученном влажном паре. Следовательно, смешение рабочего тела с ожижаемым газом в данном случае, не меняет ничего термодинамически, а, практически упрощает схему, позволяя исключить из неё второй теплообменник (рисунок 2.7 и 2.8).

2.6 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 2.9) 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 2.1 представлены значения интегрального эффекта Джоуля – Томсона для воздуха при различных начальных температурах и давлениях. Конечное давление равно 0,1 МПа.

Таблица 2.1–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

$$\Delta i_T = i_{T1}^{P2} - i_{T1}^{P1} = C_p \Delta T \text{ ккал/кг},$$

где i_{T1}^{P2} и i_{T1}^{P1} – 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 опытными данным. Чаще всего при этом пользуются диаграммами Т – S (температура – энтропия) или Т – I (температура – энтальпия).

Схема охлаждающего устройства, основанного на эффекте дросселирования, изображена на рисунке 2.9 (а); процессы, протекающие в нем – на рисунке 2.9 (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.

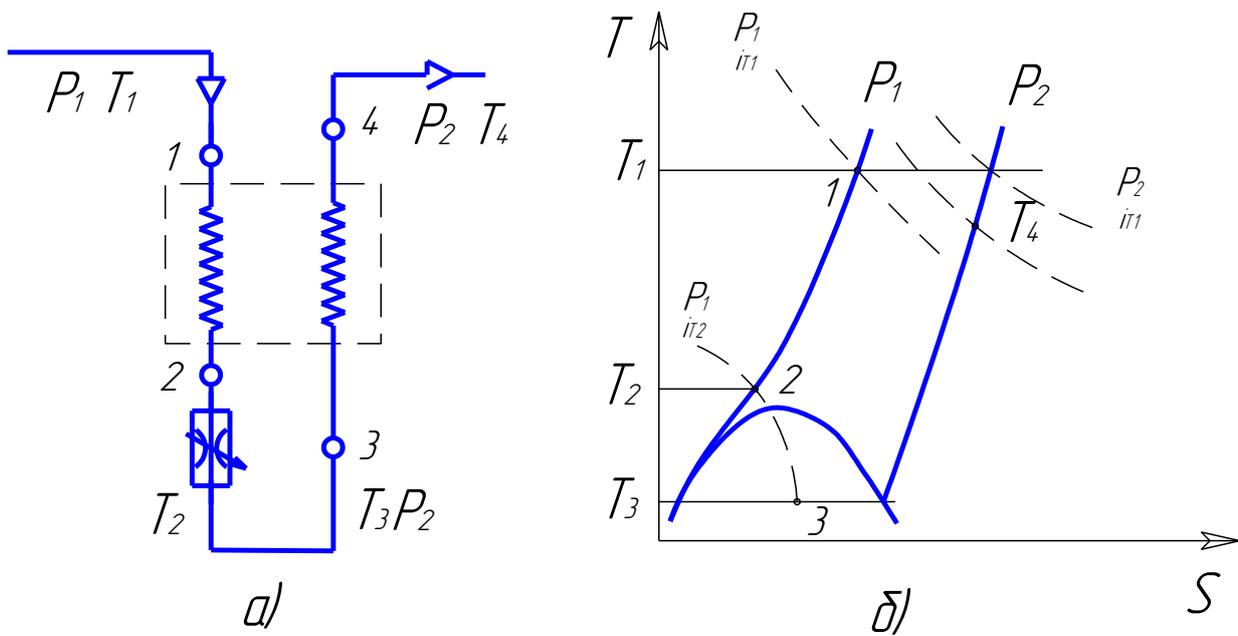


Рисунок 2.9– Схема теплообменника типа «труба в трубе» в процессе дросселирования газов в $T-S$ диаграмме[21].

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 3. БАЛЛОН С КРИОГЕННОЙ ЗАПРАВКОЙ (БКЗ)

Опыт создания и внедрения изделий микрокриогенной техники показывает, что успешная разработка любой микрокриогенной установки и оптимальная реализация ее параметров могут быть достигнуты лишь при тщательном учёте особенностей конструкции охлаждаемых устройств и специфики их работы. Более того, в ряде случаев единственно рациональным является рассмотрение криостатируемого объекта и микрокриогенной установки как единого комплексного устройства, параметры составных частей которого тесно взаимосвязаны.

Это положение не исключает, тем не менее, возможности широкой унификации и стандартизации изделий микрокриогенной техники, так как большую часть низкотемпературных приборов и устройств можно с известной степенью условности включить в одну из сравнительно немногочисленных групп однотипных изделий, обладающих более или менее сходными криотехническими и конструктивными характеристиками.

К основным характеристикам объектов охлаждения относятся:

- температура криостатирования T_p , и необходимая точность ее поддержания (диапазон ΔT_p , или допустимая скорость изменения температуры $\frac{\Delta T_p}{d\tau}$);
- внутренние тепловыделения Q_B^* и теплопритоки из окружающей среды Q_T^* ; сумма этих тепловых потоков $Q_0^* = Q_B^* + Q_T^*$ является полезной тепловой нагрузкой микрокриогенной установки и соответствует ее минимальной холодопроизводительности в стационарном режиме;
- приведенная теплоемкость $C_{ПР}$ охлаждаемых элементов и узлов конструкции, которая вместе с Q_B^* и Q_T^* определяет необходимую холодопроизводительность системы в пусковом режиме;
- условия теплового и конструктивного сопряжения микрокриогенной установки с объектом охлаждения – расстояние между ними, возможные конструкции узла стыка, режим теплообмена и др.

Физические основы работы, конструкция и параметры созданных к настоящему времени многочисленных устройств, требующих глубокого охлаждения, достаточно подробно освещены в специальной литературе [22].

Системы охлаждения с использованием криогенных жидкостей применяются в течение ряда лет в военной авиации. Затраты, связанные с использованием криогенных жидкостей, в подобных системах могут стать серьёзным препятствием для применения систем, поэтому многие системы охлаждения с использованием криогенных жидкостей, применяемые в военных разработках, были заменены дроссельными системами охлаждения с использованием газа высокого давления.

3.1 Баллон с криогенной заправкой

В настоящее время основным ограничением для применения баллонных дроссельных систем охлаждения является параметр массы баллона, что обуславливается высоким рабочим давлением газообразного хладагента. Преимуществом дроссельной баллонной системы по сравнению с системой охлаждения основанной на использовании жидкого хладагента, является возможность обеспечения прерывистой (ритмической) работы в течение длительного периода. Системы охлаждения с использованием жидкого хладагента, находящегося в фазовом равновесии с парами хладагента, позволяют обеспечить легко контролируемую практически постоянную температуру охлаждаемого объекта. Эти системы охлаждения могут быть использованы в наземных устройствах, на самолетах и в космических системах.

Из приведенного выше следует, что объективно полезным и своевременным будет разработка и создание универсального оборудования, способного удовлетворять существующим технологиям применения компримированных газов и криогенных жидкостей.

Одними из основных элементов всего комплекса оборудования в этих технологиях являются: емкости для хранения и выдачи продукта и емкости, эксплуатируемые в составе бортовых комплексов на транспортных средствах или летательных аппаратах.

Примером совмещения существующих и перспективных технологий является патент «Топливный баллон» Самарского государственного аэрокосмического университета [23]. Особенности предлагаемого по патенту [23] баллона заключаются в его универсальности по заправке. Баллон, содержащий внутренний теплоизолированный сосуд и систему экранов в газовой полости (рисунок 3.1), может заправляться как заливкой (во внутренний сосуд) криогенной жидкости, так и компримированием (заполняется весь объем баллона). Такое устройство баллона и ожидаемые особенности эксплуатации требуют изучения процессов, происходящих при его заправке, хранении продукта в безрасходном состоянии и отборе продукта.

Если процессы при наполнении и опорожнении баллона сжатыми газами достаточно хорошо изучены, то теплофизика процессов в таком баллоне при использовании криопродукта требует самостоятельного изучения.

После наполнения внутреннего сосуда криогенной жидкостью начинается перераспределение низкопотенциального тепла (запасённого в криопродукте холода) по элементам конструкции баллона. Очевидно, что в случае отсутствия теплопритоков снаружи конечное температурное состояние баллона определяется соотношением полной энтальпии стенки тёплого баллона и потенциалом криопродукта.

Нетрудно показать, что, если тепла, определяемого энтальпией стенки баллона, оказывается достаточно для испарения заправленной массы криопродукта, то задача сводится к решению балансовых соотношений перераспределения энергии, но динамика процесса и время полного испарения криоагента определяются из решения задачи теплопереноса. При этом на каждом шаге расчёта по времени условия на границах газового объёма будут соответствовать условиям первого рода. Изменения теплофизических свойств

прослойка газа и криопродукта необходимо учитывать на каждом временном шаге расчёта.

В случае теплопритоков к внешней поверхности баллона на каждом временном шаге расчёта задача теплопереноса снаружи решается с граничными условиями 3–го рода и со стороны криопродукта – с граничными условиями 1–го рода. В обоих случаях в баллоне ожидаются следующие физические процессы.

Жидкость начинает испаряться и испарившаяся доля криопродукта перераспределяется по слоям газовой полости. Давление в начальный момент может даже снизиться, что будет способствовать дальнейшему испарению жидкости. Однако через какое-то время давление может возрасти и кипение прекратится. Особенности начального этапа и последующего поведения криопродукта будут обусловлены соотношением объёмов жидкой и газовой фаз. Так, если удельный объём двухфазной смеси (при изохорном процессе) больше $v_{кр}$, то жидкость будет непрерывно испаряться вплоть до полного перехода криопродукта в состояние сухого насыщенного пара.

Приведённые выше рассуждения построены на анализе так называемых классических двухфазных систем, в которых температура и давление насыщенных паров и жидкости равны. Но в рассматриваемом баллоне, когда в газовой полости температура существенно отличается от температуры криопродукта, равновесным (точнее квазиравновесным) можно назвать состояние жидкости и паров только во внутреннем сосуде (термосной ёмкости).

Тогда для такой термодинамической системы (всего баллона) уравнение

Клапейрона–Клаузиуса в виде
$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{T(v_2 - v_1)}$$
 может быть неприменимым и

аналитическое решение задачи будет некорректным.

Наиболее близкой из рассмотренных подобных систем будет система при неодинаковых давлениях фаз, в которой на каждую из двух сосуществующих фаз действуют различные давления (например, наддув сосуда инертным газом). В нашем случае дополнительное давление может задаваться газовой полостью с

повышенной температурой за счёт внешних теплопритоков, а температура насыщенных паров над жидкостью будет соответствовать ее температуре.

Тогда при общем изменении давления в баллоне и воздействии его на жидкую фазу по уравнению Д.Г. Пойтинга $\left(\frac{\partial P_2}{\partial P_1}\right)_T = \frac{v_1}{v_2}$ давление в паровой фазе также возрастет, но его увеличение будет во столько раз меньше приращения общего давления, во сколько раз удельный объем одной фазы меньше удельного объема другой фазы. То есть применительно к рассматриваемому баллону при общем росте давления в баллоне давление насыщения должно быть ниже общего давления и процесс испарения должен происходить непрерывно.

Вместе с этим относительно представленных выводов необходимо сделать следующие замечания.

Во-первых, в отличие от системы с сосуществующими фазами и инертным газом пов рассматриваемом случае в газовой полости баллона и термосе находится одно и то же рабочее тело, и эти разделённые по объёмам составляющие не отвечают закону Дальтона.

Во-вторых, уравнение Д.Г. Пойтинга выведено для условия $T=\text{const}$ в сосуществующих фазах, а это условие в рассматриваемом случае сохраняется только в объёме термосной ёмкости.

Таким образом, для решения задачи требуется найти свой алгоритм. По предварительным оценкам наиболее приемлемым будет численный метод совместного решения задачи энергетики процессов испарения и перераспределения испарившейся массы криопродукта между термосной и газовой полостями и задачи переноса тепла через систему изоляции газовой полости с учётом влияния на теплофизические характеристики рабочего тела изменяющихся давления и температуры.

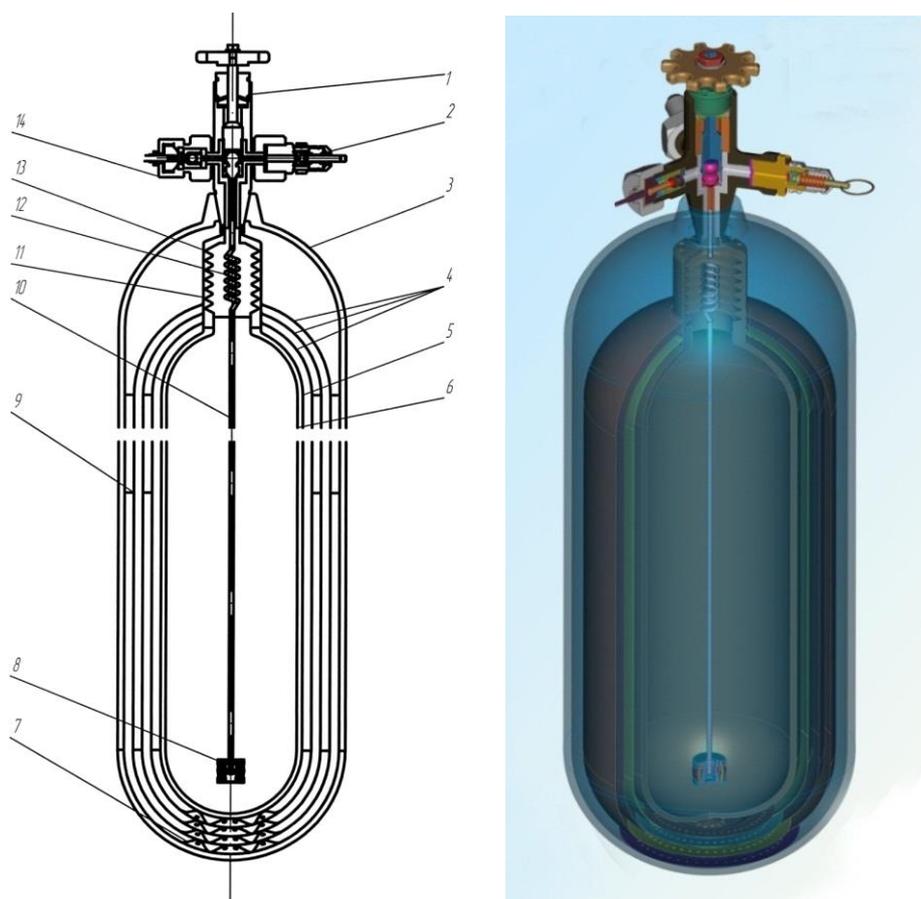


Рисунок 3.1– Конструктивная схема БКЗ

1 – вентиль; 2 – клапан предохранительный; 3 – баллон; 4 – экраны; 5 – теплоизоляция; 6 – термос; 7 – тарелка прижимная; 8 – фильтр; 9 – вставка амортизационная; 10 – трубка заборная; 11– сильфон; 12 – змеевик; 13 – стакан; 14 – заправочный штуцер

В настоящее время такой численный метод расчёта реализован с применением ввода теплофизических характеристик. Предварительные результаты подтверждают ожидаемые предположения по поведению рабочего тела и тепловому состоянию баллона.

Исходя из задачи, БКЗ и система заправки должны обеспечивать следующие требования:

– баллон должен в максимальной степени соответствовать стандартным, находящимся в настоящее время в эксплуатации по параметрам: габариты, масса, давление, диапазон допустимых температур, заправочная арматура;

– при газификации криопродукта температура стенок баллона не должна выходить за установленный диапазон температуры; либо общие напряжения в стенке баллона не должны превышать допустимых.

– при газификации полной массы жидкости максимальное давление в баллоне не должно превышать P_{\max} ;

3.2 Масса заправляемого рабочего тела

Перед тем, как оценить энергетику процессов, определим максимально допустимую массу газа, которая может находиться в баллоне.

Эта масса определится по уравнению состояния для идеального газа. Объем термоса определим с учётом массы заправки криогенной жидкостью при условии полной ее газификации с заданным конечным давлением в баллоне.

Следующей особенностью, которую необходимо численно оценить, будет учёт уровня остаточного давления газа в баллоне перед заправкой. Предположим, что по нормативам эксплуатации баллона он не должен опорожняться ниже $P_{\text{ост}}$ по давлению. Но, учитывая реальность ситуаций, при эксплуатации сделаем допущения, что $P_{\text{ост}}$ может быть любым. Можно также предположить, что к моменту заправки весь криопродукт находился в газообразном состоянии. Тогда в зависимости от температуры в газовой полости T_g и остаточной температуры в полости термоса T_T (термос захлажден), количество оставшегося в баллоне газа определится.

$$m_{\text{ост}} = \frac{P_{\text{ост}} \cdot V_g}{R \cdot T_g} + V_T \cdot \rho_{g,T} \quad (3.1)$$

где $\rho_{g,T}$ – плотность насыщенных паров в термосной ёмкости.

3.3 Определение времени хранения криоагента в БКЗ в безрасходном состоянии

Очевидно, что до установки на борт ЛА возможно хранение баллона вне борта ЛА. При этом задачей по выявлению эксплуатационных характеристик

баллона будет определение количества жидкой и газообразной фазы, а также изменение давления и температуры во времени.

В этом случае термодинамика процессов будет отличаться от известного изохорного процесса рисунок 3.2 в двухфазных системах, когда в зависимости от численного значения удельного объёма двухфазной смеси соотношение между количеством жидкости и газа будет меняться по различным законам. Так если объём смеси $V < V_{кр}$, то при подводе тепла и росте температуры смеси выше некоторой температуры $T < T_{кр}$ ($V = V'$) все вещество переходит в жидкую фазу. В случае, когда $V > V_{кр}$ при нагреве и достижении температуры $T < T_{кр}$ ($V = V''$) вся жидкость переходит в состояние сухого насыщенного пара и далее в перегретое состояние.

В нашем случае при безрасходном хранении рабочего тела в баллоне давление в нем будет определяться как процессом во внешней газовой полости, так и в термосе, при этом температура в газовой полости существенно отличается от температуры газовой подушки в термосе. Ниже предлагается несколько оценочных расчётов.

При заправке баллона криопродуктом за счёт частичного вытеснения низкотемпературных паров газа из термоса в газовую полость и снижении температуры в ней остаточное давление (предположительно 0,5 МПа) может даже снизиться. В первом приближении примем его неизменным. С учётом теплопритока от стенок баллона температура последних уменьшится незначительно, что вполне допустимо. Пусть начальное давление заправленного баллона будет соответствовать остаточному $P_{ост}$.

Исходя из конструкции баллона, определяются теплопритоки Q_t по заправочному патрубку 10 и сильфону 11. Это тепло идёт на подогрев жидкости. Этот процесс может быть при небольшом промежутке времени практически изобарным (теплопритоки малы) или при значительном времени процесса идти с изменением, как температуры, так и некотором росте давления. Если рассчитать время процесса а – б (рисунок 3.2), применительно к рассматриваемому баллону, то при теплопритоках Q_t от 3 Вт до 10 Вт (сечение

стенки сифона и заправочного патрубку принято 10 мм^2) расчётное время в зависимости от типоразмера баллона и криопродукта оценивается в несколько часов и даже суток.

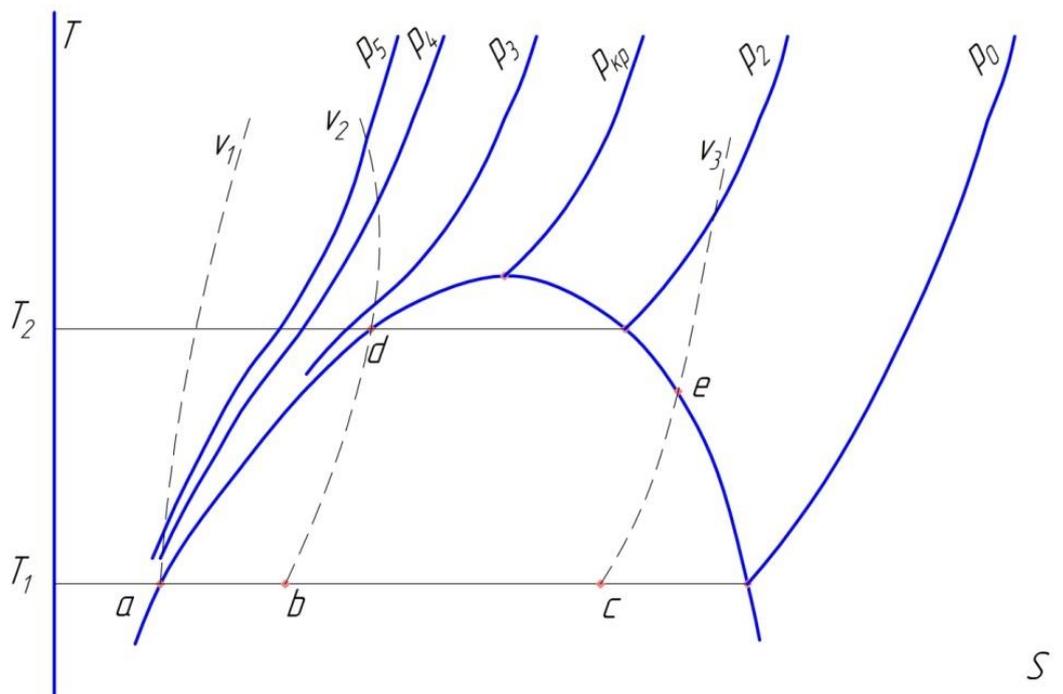


Рисунок 3.2 – Процессы в двухфазных системах

В действительности этот расчёт будет сложнее, однако интересны крайние оценки. Так можно предположить случай, когда теплопритоки Q_T идут непосредственно на испарение жидкой фазы. Количество испарившейся за промежуток времени $\Delta\tau$ жидкой фазы будет:

$$\Delta m_{ж} = \frac{Q_T \cdot \Delta\tau}{r} \quad (3.2)$$

Задаваясь шагом расчёта по времени $\Delta\tau$ (например, 1000 с), можно рассчитать $\Delta m_{ж}$. Это количество испарившегося продукта перераспределится между газовой полостью и пространством над жидкостью в термосе.

Расчёты показывают, что время полной газификации в несколько часов гарантирует отсутствие термоударов и низкие темпы роста давления в цикле силового нагружения, что благоприятно сказывается на ресурсе баллона и безопасности его эксплуатации.

Исходя из выше приведённого, можно предложить следующие варианты перспективного использования баллона с криогенной заправкой:

1. Это может быть топливный баллон для сжиженного природного газа (СПГ).

2. Специальный баллон аналогичной конструкции при подключении на внешний газификатор может осуществлять автономное термокомпримирование самого себя и далее без газификатора использоваться в обычном штатном варианте как аккумулятор давления.

3. Баллон с криогенной заправкой в составе бортовой дроссельной системы охлаждения будет иметь большой ресурс и эксплуатационные преимущества.

4. Резервуары подобной конструкции могут быть использованы практически для любых криогенных жидкостей.

3.4 Физико-математическая модель процессов в баллоне с криогенной заправкой

После заправки во внутреннюю (термосную) ёмкость баллона б криогенного продукта при подводе тепла извне поведение жидкости и газа в газовой полости может быть различным. Физические процессы в такой системе предсказать довольно сложно, и они будут зависеть не только от конструкции баллона, но и от начального состояния баллона и внешних условий.

Начальное состояние баллона определится остаточным давлением и температурой перед заправкой, а также температурой криоагента (переохлаждённая жидкость, состояние насыщения и т.д.). Внешние условия могут меняться во времени: вначале баллон тёплый, затем следует захлаживание баллона за счёт испарения части жидкости, при этом тепло подводится только от стенки баллона, а тепловые потоки из окружающей среды незначительны, следующая фаза – возрастание теплопритоков к стенке баллона из окружающей среды. Типичным может быть и случай отсутствия теплопритоков из внешней среды (теплоизолированный сосуд) либо ничтожно малые внешние тепловые потоки.

Предлагается рассмотреть поведение рабочего тела в баллоне при отсутствии внешних теплопритоков (изолированный баллон).

В начальный момент времени можно ожидать испарения жидкости. При этом часть испарившейся жидкости в виде паров перетекает в газовую полость, а другая часть остаётся в освободившемся после испарения объёме $\Delta V_{ж}$ над жидкой фазой.

Поступление холодных паров в газовую полость можно организовать несколькими способами. С целью снижения продольного градиента температуры по стенке баллона предполагается направить холодный газ сначала в полость внутренней (прилегающей к термосу) прослойки, а затем в радиальном направлении через перфорацию в экранах он будет перемещаться к периферии (рисунок 3.3).

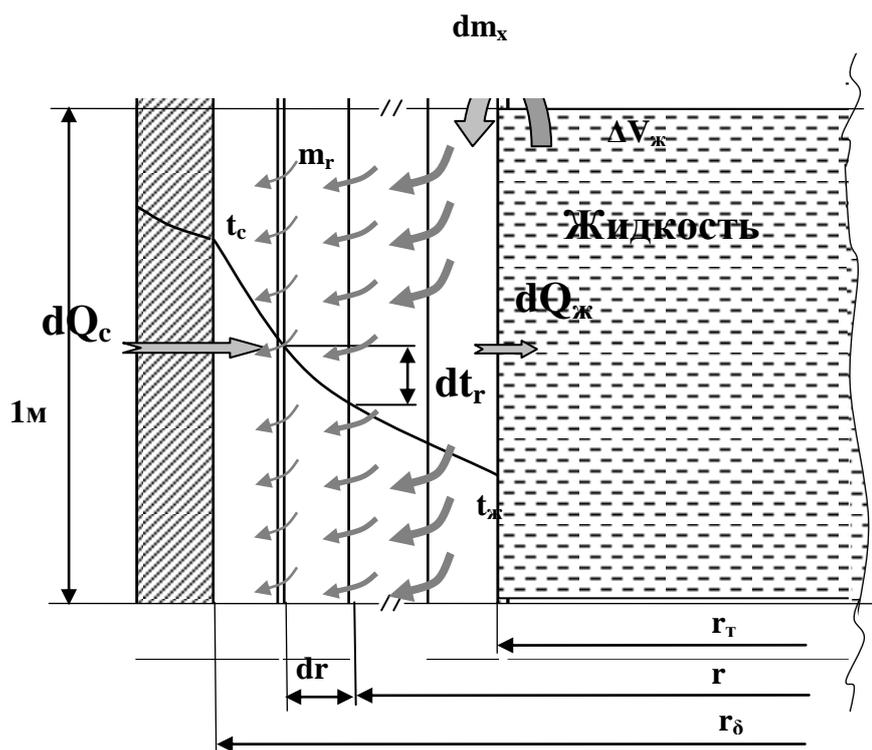


Рисунок 3.3 –Схема для постановки задачи и разработки алгоритма расчёта процессов в баллоне

Таким образом, с одной стороны, от стенки баллона к термосу осуществляется передача тепла теплопроводностью как через многослойную

стенку, что должно способствовать прогреву газа, но, с другой стороны, натекание в газовые прослойки низкотемпературных паров испарившейся жидкости приводит к захлаживанию газа и, в конечном счёте, стенки баллона. Температурное поле в газовой полости будет изменяться во времени, причём распределение массы газа произойдёт в соответствии с объёмами кольцевых газовых прослоек и значениями температуры в них.

Предварительная оценка энергетики этих процессов представлена в публикации.[24]. Сложность задачи заключается в том, что рассматриваемая термодинамическая система «газовая полость – жидкость» не является равновесной. Как подсистема – газовая полость является открытой (т.е. с переменной массой рабочего тела), и теплоперенос осуществляется теплопроводностью через многослойную газовую стенку со встречным потоком газа с переменным по радиусу расходом, причём эти процессы не стационарны.

Предшествующие данному анализу предварительные расчёты показали, что для любого временного промежутка натекающая в газовую полость масса по величине составляет не более 5% от массы находящегося там газа, а сам процесс полной газификации криопродукта по времени занимает от нескольких часов до нескольких суток (в зависимости от изоляции).

Эти обстоятельства позволяют предположить условия квазистационарности процессов на выбранном шаге расчёта по времени $\Delta\tau$. Так как изменение объёма жидкости $\Delta V_{ж}$ за счёт испарения незначительно, и сама газовая полость без учёта объёма газа в термосе имеет постоянный объём, то для рассматриваемого момента времени процессы в газовой полости можно рассматривать как при $V = const$.

Однако известные решения приведены с допущениями равновесности процессов.

Если отвлечься от источника поступления газа и условно убрать экраны, разделяющие газовую полость, то задача для последней будет поставлена следующим образом.

Для рассматриваемого момента времени необходимо определить:

- количество тепла, транспортируемого через газовую полость к жидкости – $Q_{ж}$;
- количество испарившегося криопродукта – $m_{ж}$;
- текущие параметры жидкости – $P_{ж}, T_{ж}$;
- текущие параметры в газовой полости – $P_{г}, T_{г}$;
- текущие значения температуры стенки баллона – T_c .

В случае испарения жидкости и натекании ее в газовую полость, тепло, подводимое к газу, определится разницей между dQ_c и $dQ_{ж}$. Очевидно, что при стационарном процессе переноса тепла теплопроводностью $dQ_c = dQ_{ж} = dI_c$. При квазистационарном (во временном промежутке $\Delta\tau$) процессе при натекании холодной массы m_x часть тепла dQ_c будет расходоваться на изменение внутренней энергии натекающей массы газа dm_x :

$$dQ_c - dQ_{ж} = dU_x. \quad (3.3)$$

Этот процесс аналогичен рассмотренному у В.П.Исаченко [24] в задаче о теплопроводности пористой стенки со стационарным транзитным потоком жидкости через поры. В этом случае правомерно сделать такие же, как в [24], допущения о том, что температура основного и вновь поступающего газа на координате r одинакова, а перенос тепла можно представить как теплопроводность основного газа и теплообмен между ним и поступающими массами газа $dm_{x,r}$.

Получение функции температурного поля по радиусу $t = t(r)$ в условиях постоянства $m_{x,r}$ и изменения λ, C_v, ρ затруднительно по причине сложности задания функций $\lambda = \lambda(P, T)$, $C_v = C_v(P, T)$ для реального газа. В связи с этим предлагается пошедшее на изменение внутренней энергии газа тепло определять по осреднённым параметрам.

Изменение внутренней энергии вновь поступившей массы газа в каждую газовую прослойку $dm_{x,r}$ определится:

$$du_{xr} = m_{xr} \cdot C_{vr} \cdot dt_r, \quad \text{при этом } m_x = \int_{r_T}^{r_B} m_{xr}(r) \cdot dr. \quad (3.4)$$

Здесь определение распределения $m_{xr} = f(r)$ аналитическим путем также весьма сложно и не точно. Поэтому были выполнены расчёты с использованием реальных табличных значений теплофизических свойств рабочего тела (азот), которые показали, что поступившая в газовую полость масса dm_x распределяется в каждой газовой прослойке объёмом $dV = 2\pi r dr$ практически поровну. Этого следовало ожидать, так как газ распределится в кольцевых полостях пропорционально их объёмам, которые, в свою очередь, пропорциональны текущему радиусу r и обратно пропорционально температуре, являющейся также линейной функцией радиуса:

$$t = t_{жс} + \left(\frac{t_c - t_{жс}}{r_B - r_T} \right) \cdot (r - r_T). \quad (3.5)$$

Таким образом, dU_x определится интегральной суммой du_{xr} по всем слоям.

С учётом вышеизложенного средневзвешенное по массе значение температуры газа в газовой полости будет соответствовать среднеарифметическому значению:

$$\bar{t} = \frac{t_c + t_{жс}}{2}. \quad (3.6)$$

До такого среднего температурного уровня \bar{t} нагреется натекающая масса холодного газа dm_x , и изменение ее внутренней энергии как доли от изменения внутренней энергии всей массы газа в полости составит:

$$\Delta U_x = dm_x (C_v \cdot \bar{t} - C_v \cdot t_{жс}), \quad (3.7)$$

где значения C_v взяты при соответствующих значениях t .

Таким образом, для рассматриваемого момента времени при заданном линейном распределении температуры газа по радиусу имеется возможность определить dQ_c и $dU_x \approx \Delta U_x$.

Тепловой поток от стенки для цилиндрического баллона определится теплопроводностью:

$$dQ_c = \frac{\pi(t_c - t_{жс})}{\frac{1}{2\bar{\lambda}} \ln \frac{r_B}{r_T} + \frac{1}{2\lambda_{уз}} \ln \frac{r_{уз}}{r_T}} \cdot d\tau, \quad (3.8)$$

где $\bar{\lambda}$ – среднее значение теплопроводности газа; $\lambda_{уз}$ – теплопроводность изоляции термоса (если она присутствует).

Уравнение энергии для газовой полости с внешним подводом тепла и натеканием массы газа будет выглядеть следующим образом:

$$dQ_c - dQ_{жс} + i_x \cdot dm_x = dU, \quad (3.9)$$

где $(dQ_c - dQ_{жс})$ – тепло, равное разности подводимого и отводимого теплового потока, идёт на dU_x , т.е.

$$dQ_c - dQ_{жс} = dU_x; \quad (3.10)$$

dU – изменение внутренней энергии газа в полости за счёт внешнего тепла и натекания массы холодного газа.

В свою очередь, dU как полный дифференциал можно выразить следующим образом:

$$dU = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm, \quad (3.11)$$

где m и T соответственно масса и температура газа в газовой полости.

Подстановка (3.10) в (3.9) даёт следующее уравнение:

$$dU_x + i_x \cdot dm_x = dU \quad (3.12)$$

или с учётом (3.11):

$$dU_x + i_x \cdot dm_x = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm_x. \quad (3.13)$$

Уравнение (3.13) необходимо рассмотреть более подробно.

Как уже отмечалось, dU_x есть изменение внутренней энергии поступившей массы холодного газа за счёт внешнего тепла, а dU это изменение внутренней энергии всего газа за счёт натекания холодной массы dm_x . Причём первая ее составляющая в (3.13) обусловлена изменением температуры для всей массы газа, а вторая – привнесением энергии с массой dm_x . Таким образом, физически причины для dU_x и dU разные.

Суммарный эффект изменения внутренней энергии газа можно считать алгебраической суммой dU_{Σ} и уравнение (3.13) запишется в следующем виде:

$$i_x \cdot dm_x = -dm_x (\bar{C}_v \cdot T - C_{v,жс} \cdot T_{жс}) + \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + \bar{C}_v \cdot T \cdot dm_x \quad (3.14)$$

После преобразований получаем:

$$i_x \cdot dm_x = \bar{C}_v \cdot m \cdot dT + C_{v,жс} \cdot T_{жс} \cdot dm_x,$$

откуда изменение температуры в газовой полости определится следующим образом:

$$dT = \frac{i_x \cdot dm_x - C_{v,жс} \cdot T_{жс} \cdot dm_x}{\bar{C}_v \cdot m} \quad (3.15)$$

При расчёте численным методом $dm_x \approx \Delta m$

Таким образом, новое значение температуры газа в газовой полости на следующем временном шаге определится через приращение ΔT :

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T \quad (3.16)$$

Основываясь на приведённых выше соотношениях, был разработан алгоритм рисунок 3.5 и составлена программа расчёта.

3.5 Алгоритм и результаты расчёта параметров в баллоне (БКЗ)

Алгоритм рисунок 3.4 содержит следующую последовательность расчётных действий:

- задаются конструктивные параметры баллона, параметры заправки, начальные параметры рабочего тела в баллоне, температура стенки и др.;
- расчёт ведётся на один погонный метр цилиндрического баллона;
- для первого шага расчёта определяются параметры состояния газа в газовой полости баллона, параметры жидкости, насыщенных паров над жидкостью в термосной баллоне, занимаемые ими объёмы и массы;

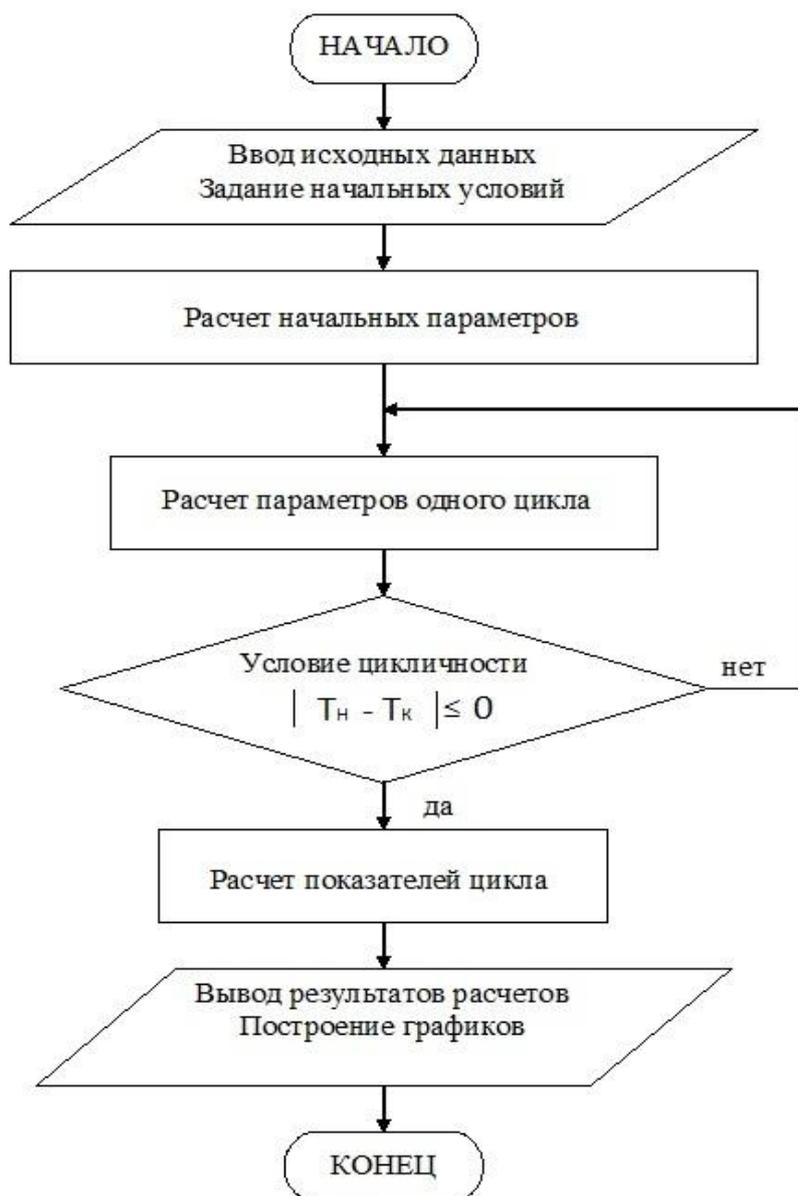


Рисунок 3.4 – Блок-схема программы расчёта параметров в баллоне с криогенной заправкой

– задаваясь в качестве шага расчёта величину испарившейся доли жидкости $\Delta m_{ж}$, рассчитывается требуемое количество тепла, необходимое для его испарения;

– исходя из последней и располагаемой тепловой мощности определяется время процесса для текущего шага расчёта;

– по потере энтальпии стенки баллона находится ее температура;

– масса испарившейся жидкости расчётным образом распределяется между освободившимся в термосе объёмом и газовой полостью баллона;

– по температуре и удельному объёму в газовой полости находится давление в баллоне;

– по изменению внутренней энергии в газовой полости за счёт притока низкотемпературных паров Δm_x из термоса уточняется значение температуры стенки;

– с новыми данными по состоянию рабочего тела и стенки баллона расчёт входит в новый цикл.

Основные исходные данные

1. Рабочее тело: азот N_2 , газовая постоянная $R = 297 \frac{Дж}{кг \cdot К}$

2. Наружный диаметр баллона: $d_n = 0,14 м$

3. Внутренний диаметр баллона: $d_g = 0,13 м$

4. Плотность материала стенки: $\rho_{cm} = 7800 \frac{кг}{м^3}$

5. Объем стенки баллона (одного погонного метра): $V_{cm} = \frac{\pi(d_n^2 - d_g^2)}{4} (м^3)$

6. Масса стенки баллона (одного погонного метра): $m_{cm} = \rho_{cm} \cdot V_{cm} (кг)$

7. Начальное давление в баллоне задаётся исходя из того обстоятельства, что при заполнении криопродуктом полость дренажируется и из неё вытесняется некоторый объем газообразного продукта, равный объёму заполняемой жидкости. Давление вытеснения определяется давлением в баллоне, в которую поступает вытесняемый газообразный продукт.

$$P_0 = 100000 \frac{Н}{м^2}$$

8. Начальная температура стенки баллона: $T_{cm0} = 300 К$

9. Начальная теплоемкость стенки баллона: $C_{cm0} = 0,158 + 0,00104 \cdot T_0^{стенки}$

10. Диаметр термоса баллоне: $d_T = 0,065 м$

11. Толщина изоляции: $\delta_{из} = 0,005 м$

12. Диаметр термосной баллоне с изоляцией: $d_{из} = d_T + 2 \cdot \delta_{из} \text{ (м)}$

13. Объем термоса баллоне (одного погонного метра): $V_T = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \text{ (м}^3\text{)}$

14. Начальная температура жидкости: $T_{ж0} = 80 \text{ K}$

В общем случае температура жидкости может не соответствовать температуре насыщения при данном давлении, например, может быть переохлаждённой. Температура окружающей среды $T_{окр} = 300 \text{ K}$

Алгоритм расчёта

Вход в цикл $j = 0, 1, 2, \dots$

15. Энтальпия жидкости при определённой температуре $T_{ж}$ (если $j=0$, то это начальная температура переохлаждённой жидкости $T_{ж0}$; в общем случае – температура жидкости предыдущего шага расчёта):

$$i_{ж} = f(T_{ж}) \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \text{ (определяется по справочным таблицам)}$$

16. Плотность жидкости: $\rho_{ж}$ (рассчитывается по формуле)

17. Масса жидкости в одном погонном метре термоса (если $j=0$, то это начальная масса жидкости, определяемая через плотность заправляемой жидкости при давлении и температуре заправки и объем заполнения):

$$m_{ж} = \rho_{ж} \cdot V_T \text{ (кг) или } \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}} \right)$$

18. Температура газа в газовой полости может быть различной в зависимости от времени заправки и свойств изоляции. Например, она может быть равной температуре тёплого баллона ($T_{г0} = T_{г0}$) либо принимать среднее значение между температурой стенки баллона и температурой заправляемой жидкости, как и принято в настоящем расчёте:

$$T_{г} = \frac{T_{ст} + T_{ж}}{2} \text{ (K) (если } j=0, \text{ то } T_{ст} = T_{ст0} \text{ и } T_{ж} = T_{ж0})$$

19. Начальный удельный объем газа для начала расчёта определяется по уравнению состояния (данное допущение на последующих шагах расчёта не сказывается):

$$v_{z0} = \frac{R \cdot T_z}{P_0} \left(\frac{M^3}{\text{кг}} \right)$$

20. Объем газовой полости, приходящийся на один погонный метр длины баллона:

$$V_z = \frac{\pi(d_n^2 - d_{из}^2)}{4} \quad (M^3)$$

21. Масса газа, находящегося в газовой полости (рассматривается один погонный метр длины баллона):

$$m_z = \frac{V_z}{v_z} \quad (\text{кг}) \text{ или } \left(\frac{\text{кг}}{M} \right) \text{ (если } j=0, \text{ то } v = v_{z0}, \text{ иначе } v_z = f(P, T))$$

формула для расчёта v_z

22. Тепло, потребное для нагрева 1 кг жидкости от температуры $T_{ж j}$ до $T_{ж j+1}$

$$q_0^{\text{потреб}} = i_{ж j+1} - i_{ж j} \quad (\text{кДж})$$

23. Тепло, потребное для нагрева жидкости массой $m^{\text{жидкости}}$ от температуры $T_{ж j}$ до $T_{ж j+1}$:

$$Q_0^{\text{потреб}} = m_{ж} \cdot q_0^{\text{потреб}}$$

24. Коэффициент теплопроводности газа задаётся двухпараметрической функцией от давления и средней температуры газа T_z в полости (если влияние температуры незначительно, то $\lambda_z = f(P)$):

$$\lambda_z = \left(\frac{Вт}{M \cdot K} \right)$$

25. Коэффициент теплопроводности изоляции термосной баллоне задаётся функцией $\lambda_{из} = f(T_{ж})$. Здесь делается допущение, что температура изоляции термоса соответствует температуре жидкости в термосе:

$$\lambda_{uz} = 0,1 \frac{Вт}{м \cdot К} \quad (\text{задаётся постоянной величиной})$$

26. Мощность теплового потока от стенки к жидкости:

$$Q_{cm} = \frac{\pi(T_{cm} - T_{ж})}{\frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_6}{d_{uz}} + \frac{1}{2\lambda_{uz}} \cdot \ln \frac{d_{uz}}{d_T}} \quad \left(\frac{Вт}{м} \right)$$

27. Время прогрева жидкости до нового значения температуры (здесь множитель 1000 служит для перевода кДж в Дж):

$$\tau_{ж} = \frac{Q_0^{нотреб} \cdot 1000}{Q_{cm}}$$

28. Теплоемкость стенки баллона:

$$C_{cm} = 0,158 + 0,00104 \cdot T_{cm} \quad (\text{если } j=0, \text{ то } T_{cm} = T_{cm0}, \text{ иначе } T_{cm} = T_{cm})$$

29. Температура стенки баллона:

$$T_{cmi} = T_{cmi} - \frac{Q^{нотреб}}{C_{cm} \cdot m_{cm}} \quad (К)$$

(если $i=0$, то $T_{cmi} = T_{cm0}$, $Q^{нотреб} = Q_0^{нотреб}$; иначе $T_{cmi} = T_{cmi}$, $Q^{нотреб} = Q^{нотреб}$)

30. Задаётся шаг по времени, т.е. промежуток времени, за который происходит испарение части жидкости:

$\Delta\tau_{исп} = 100$ (с) (шаг подбирается при отладке программы при условии сходимости расчёта)

31. Количество тепла, подведённое теплопроводностью через газовую прослойку от стенки к жидкости за время $\Delta\tau_{исп}$:

$$Q_{cm1} = \frac{\pi(T_{cm} - T_{ж})}{\frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_6}{d_{uz}} + \frac{1}{2\lambda_{uz}} \cdot \ln \frac{d_{uz}}{d_T}} \cdot \tau_{исп}$$

32. Теплота испарения жидкости задаётся аналитической зависимостью $r = f(T_{ж})$:

$$r = \left(\frac{кДж}{кг} \right) \quad (\text{определяется по справочным таблицам})$$

33. Масса жидкости, испарившейся за промежуток времени $\Delta\tau_{исп}$:

$$\Delta m_{жс} = \frac{Q_{см1}}{1000 \cdot r} \quad (\text{кг})$$

34. Удельный объем жидкости задаётся аналитической зависимостью $v' = f(T_{жс})$:

$$v' = \frac{m^3}{кг} \quad (\text{определяется по справочным таблицам})$$

35. Объем газовой полости в термосе освободившийся от испарившейся части жидкости $\Delta m_{жс}$:

$$\Delta V_{жсг} = v' \cdot \Delta m_{жс} \quad (m^3)$$

36. Удельный объем паров жидкости в термосе задаётся зависимостью $v'' = f(T_{жс})$:

$$v'' = \left(\frac{m^3}{кг} \right)$$

37. Масса паров в объёме $\Delta V_{жсг}$, освободившемся от испарения жидкости:

$$\Delta m_T = \frac{\Delta V_{жсг}}{v''} \quad (\text{кг})$$

38. Масса низкотемпературного газа, поступившая из термоса в газовую полость:

$$\Delta m_2^x = \Delta m_{жс} - \Delta m_T \quad (\text{кг})$$

39. Энтальпия паров испарившейся жидкости задаётся аналитической зависимостью $i_2^x = f(T_{жс})$:

$$i_2^x = \left(\frac{кДж}{кг} \right) \quad (\text{определяется по справочным таблицам})$$

40. Изохорная теплоемкость газа задаётся аналитической зависимостью $C_V = f(P, T_2)$:

$$C_V = \left(\frac{кДж}{кг \cdot K} \right) \quad (\text{определяется по справочным таблицам})$$

(если $i=0$, то $T_2 = T_{20}$, иначе $T_2 = T_2$)

41. Изменение температуры в газовой полости:

$$\Delta T_2 = \frac{i_2^x \cdot \Delta m_2^x - C_V \cdot T_2 \cdot \Delta m_2^x}{C_V \cdot m_2}$$

(если $i=0$, то $T_2 = T_{20}$, $m_2 = m_{20}$, иначе $T_2 = T_2$, $m_2 = m_2$)

42. Температура в газовой полости после смешения с вновь поступившей порцией Δm_2^x :

$$T_{2i+1} = T_i + \Delta T_2 \quad (K)$$

43. Масса газа в газовой полости:

$$m_{2i+1} = m_{2i} + \Delta m_2^x \quad (K)$$

44. Удельный объем газа в газовой полости (здесь можно напомнить, что расчёт ведётся на один погонный метр длины баллона, поэтому V_2 – соответствующий объем):

$$v_2 = \frac{V_2}{m_2} \quad \left(\frac{M^3}{KZ} \right)$$

45. Давление P в баллоне определяется по таблицам в соответствии со значениями удельного объёма $v^{газа}$ и температуры $T^{газа}$ либо по представленным зависимостям:

$$P = f(v_2, T_2), \left(\frac{H}{M^2} \right)$$

46. Изменение температуры стенки баллона за счёт изменения внутренней энергии газа:

$$\Delta T_{cm} = f(u_2), \quad (K)$$

47. Уточнённое значение температуры стенки баллона:

$$T_{cm i+1} = T_{cm i} - \Delta T_{cm} \quad (K)$$

48. Масса жидкости в термосе:

$$m_{жi+1} = m_{жi} - \Delta m_{ж} \quad (KZ)$$

49. Общий объем, освободившийся в термосе от жидкости:

$$V_{жi+1} = V_{жi} + \Delta V_{ж2}$$

50. Приращение температуры жидкости (задаётся для следующего шага расчёте):

$$\Delta T_{жс} = \quad (K)$$

51. Температура жидкости на новом шаге расчёта:

$$T_{жсi+1} = T_{жсi} + \Delta T_{жс} \quad (K)$$

52. Теплопритоки от окружающей среды к стенке баллона:

$$Q_{ОКРi+1} = (T_{ОКР} - T_{стi+1}) \cdot \alpha_{ОКР} \cdot \pi \cdot d_n \cdot l \quad (Вт),$$

где внешний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ОКР}$.

Переход на начало цикла (см. п. 15)

Следует отметить, что все теплофизические характеристики рабочего тела и стенки баллона, а также изоляции термосной баллоне на каждом временном шаге определялись по формулам, полученным после обработки таблиц с достоверностью аппроксимации не ниже 0,98.

Расчёты, проведённые для баллонов различных типов показали, что процессы изменения параметров являют собой монотонные функции по времени (рисунок 3.5), причём температурные зависимости для стенки, (T_c) жидкости ($T_{ж}$) и газа (T_r) в газовой полости асимптотически приближаются к равновесному состоянию, характеризующемуся равенством температуры по всему объёму баллона, а давление (P_r) соответствует давлению насыщения при данной температуре, причём в зависимости от типа баллона давление может быть как ниже, так и выше критического.

Интересным является тот факт, что для стандартных цилиндрических баллонов других типоразмеров (наружный диаметр до 0,37 м, эксплуатационное давление до 30 МПа) равновесная температура оказалась на уровне 173 К, а для баллонов из нелегированной стали (с большей толщиной стенки) равновесная температура достигла уровня 181 К.

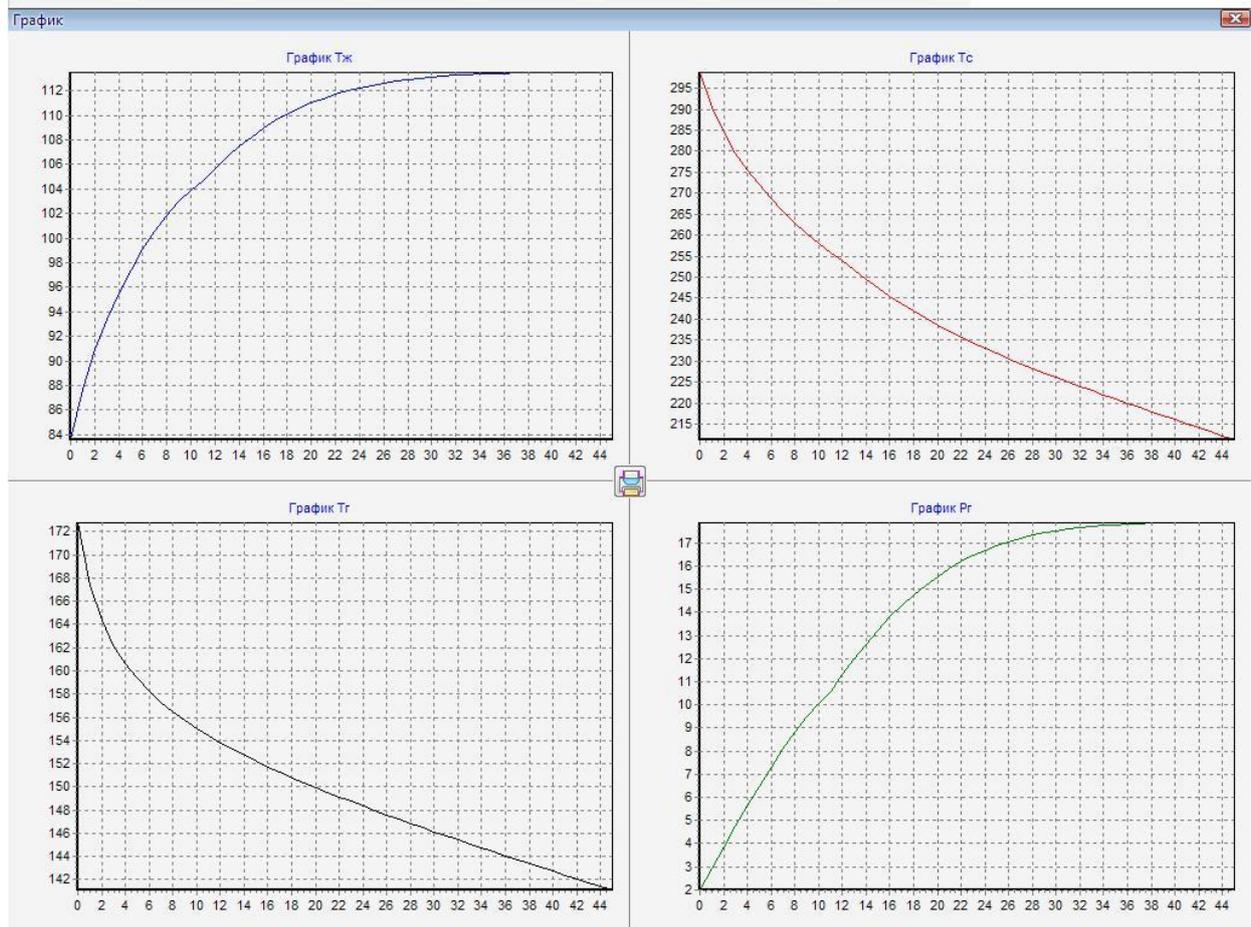
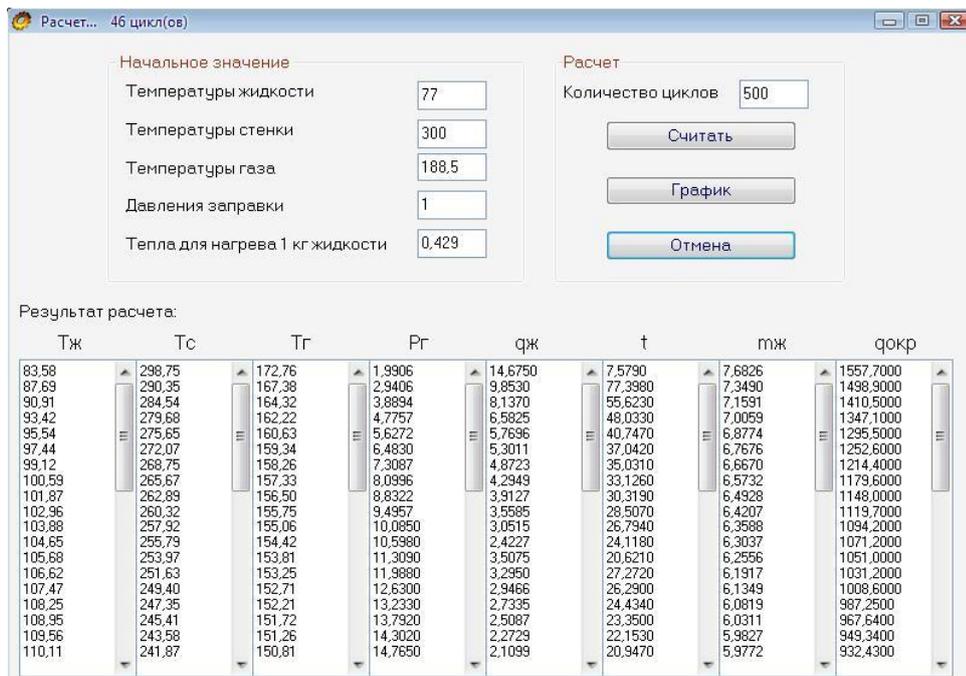


Рисунок 3.5 –Фрагмент программы расчёта и результаты численного моделирования процессов в баллоне

Расчёты на прочность показали, что термические напряжения в стенке даже на первых минутах после заправки криопродуктом на два порядка ниже, чем напряжения от внутреннего давления.

Таким образом, представленная методика и результаты расчётов позволяют утверждать, что БКЗ, способен обеспечивать как криогенную заправку, так и заправку компримированием, он имеет реальные перспективы к созданию опытных образцов, их испытаниям и эксплуатации.

Баллон с криозаправкой может содержать в себе криопродукт с околокритическими параметрами в однофазном состоянии, что позволяет использовать низкопотенциальную энергию криопродукта и существенно улучшить характеристики дроссельных СО разомкнутого цикла.

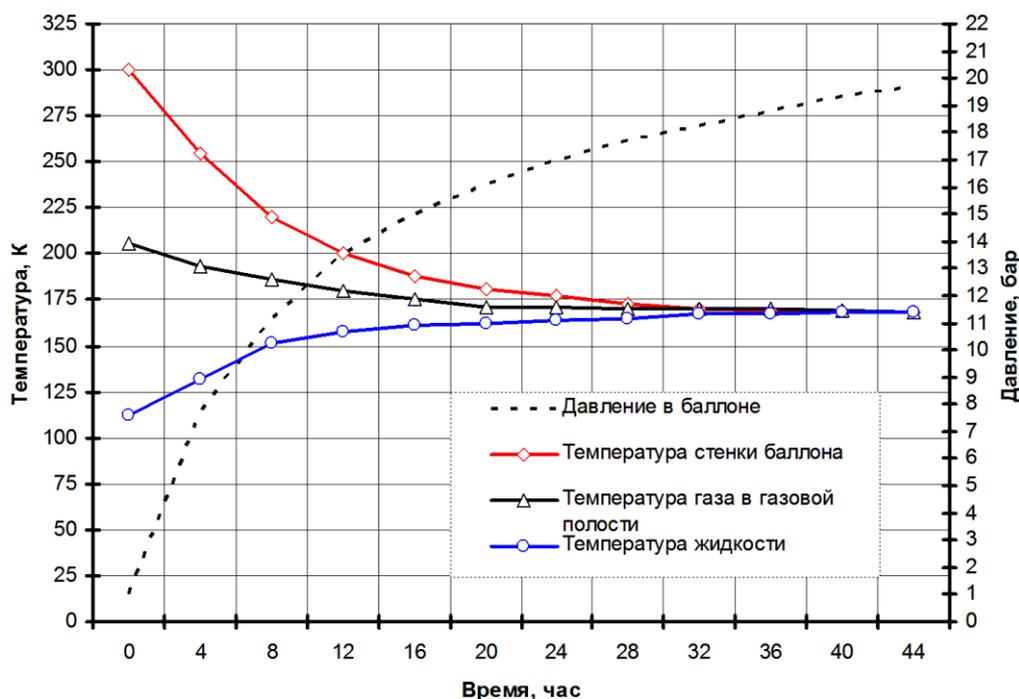


Рисунок 3.6 – Изменение параметров в баллоне при бездренажном хранении (Баллон, объем 50 л, эксплуатационное давление 19,6 МПа, наружный диаметр 0,219 м, толщина стенки 6 мм, масса заправки 6,5 кг азота, температура заправки 77 К, давление заправки 0,1 МПа. Время прогрева до равновесного состояния температура 168 К, давление 1,96 МПа – 44 часа)

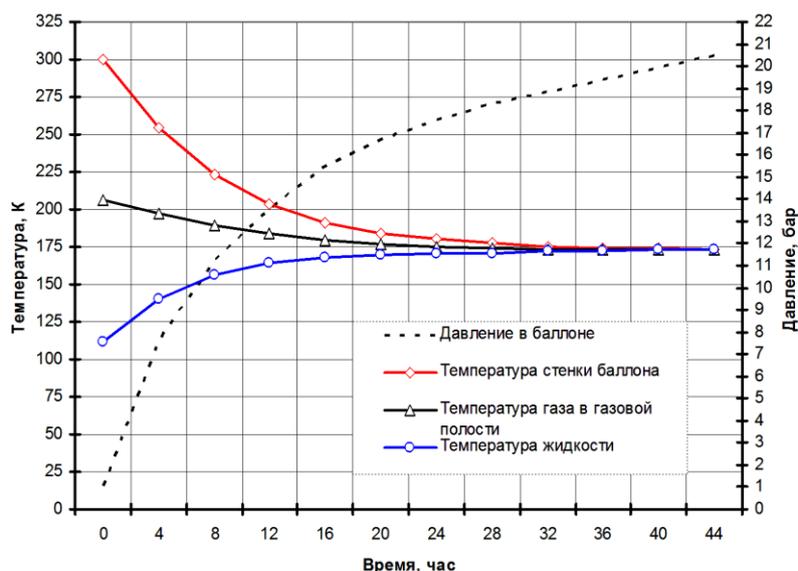


Рисунок 3.7 – Изменение параметров в баллоне при бездренажном хранении (Баллон, объем 80 л, эксплуатационное давление 31,2 МПа, наружный диаметр 0,377 м, толщина стенки 13,8 мм, масса заправки 19,3 кг азотом, температура заправки 77К, давление заправки 0,1 МПа. Время прогрева до равновесного состояния температура 173 К, давление 2,05 МПа – 44 часа)

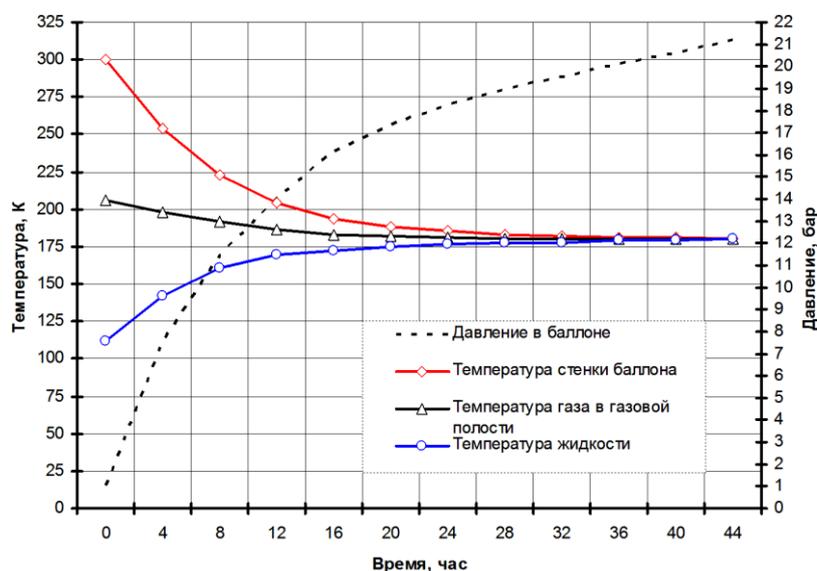


Рисунок 3.8 – Изменение параметров в баллоне при бездренажном хранении (Баллон, объем 80 л, эксплуатационное давление 31,2 МПа, наружный диаметр 0,377 м, толщина стенки 19,6 мм, масса заправки 26,75 кг азота, температура заправки 72 К, давление заправки 0,1 МПа. Время прогрева до равновесного состояния температура 181 К, давление 2,12 МПа – 44 часа.)

Глава 4. 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 4.1), 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.

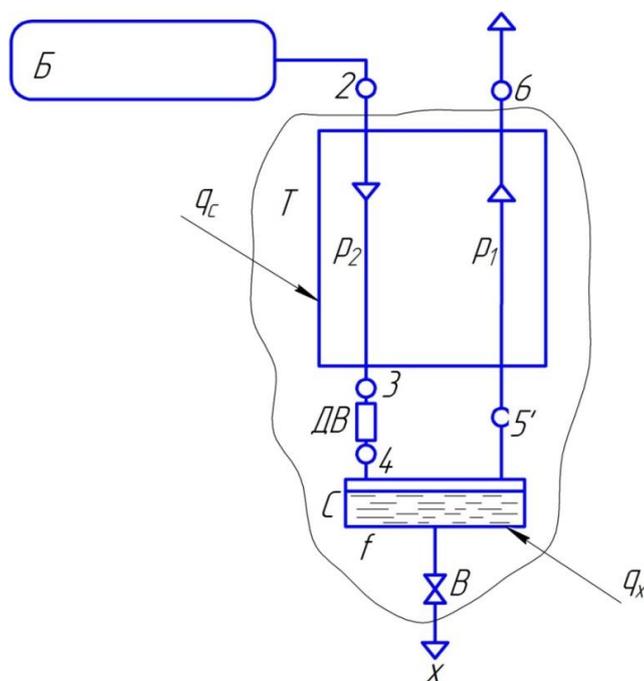


Рисунок 4.1 – Схема дроссельной системы охлаждения
б – баллон; т – теплообменник-регенератор; дв – дроссельный вентиль; с – объект охлаждения

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 5.2 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:

$$q_T^{теор} = i_2 - i_{3T} = i_6 - i_5, \quad (4.1)$$

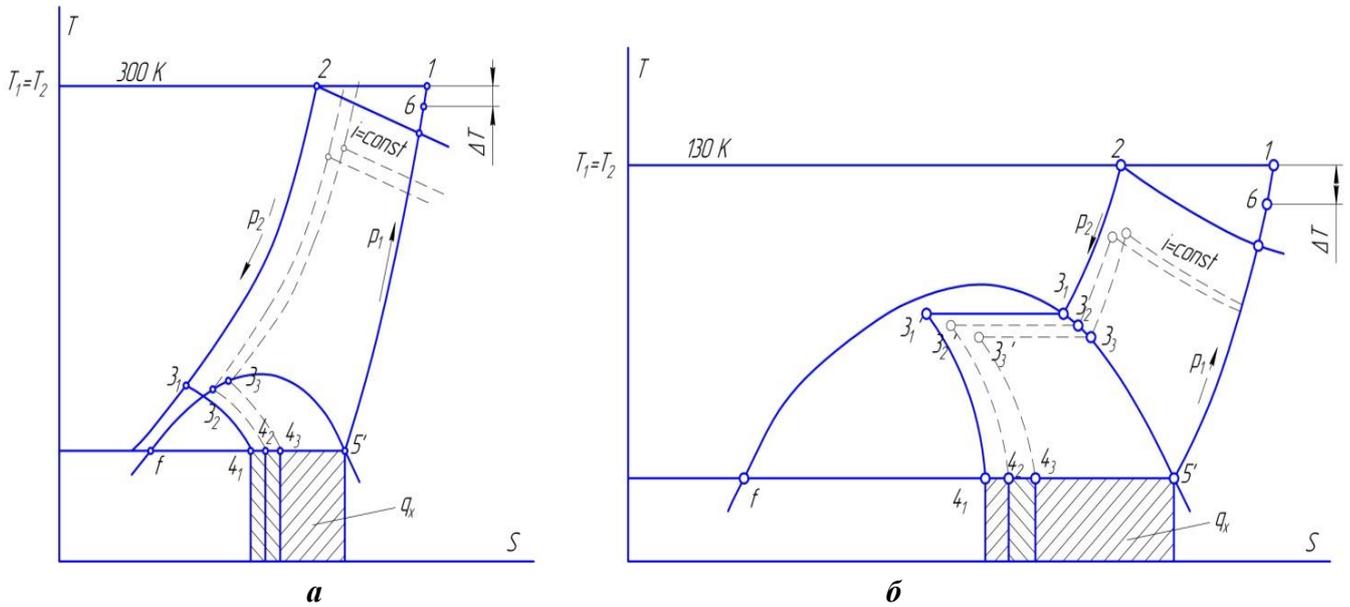
$$\text{т.е. } i_{3T} = i_2 - i_6 + i_5 \quad (4.2)$$

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:

$$i_3 = i_{3T} + q_c \quad (4.3)$$

Удельная холодопроизводительность составит:

$$q_x = i_5 - i_4 = i_5 - i_3. \quad (4.4)$$



**Рисунок. 4.2 – 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 $Q_x = 10 \text{ Вт}$:

$$G_{N_2} = \frac{Q_x}{q_x} \quad (4.5)$$

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:

$$\Delta m = G_{N_2} \cdot \Delta \tau \quad (4.6)$$

Оставшаяся масса азота в баллоне:

$$m_{i-1} = m_i - \Delta m \quad (4.7)$$

В соответствии с [27] через промежуток времени $\Delta \tau$ давление p_i в баллоне примет значение:

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{m_i}{m_{i-1}} \right)^k, \quad (4.8)$$

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:

$$\tau = \Delta \tau \cdot n. \quad (4.9)$$

где n – количество шагов расчёта.

Аналогично выполняется расчёт для второго варианта дроссельной системы охлаждения. Расчёт отличается только тепловым балансом в теплообменнике–регенераторе:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{T1}^{meop} = i_2 - i_{3T} = i_6 - i_5, \\ q_{T2}^{meop} = i_{3T} - i_4 = i_5 - i_5, \end{array} \right. \quad (4.10)$$

$$\left. \begin{array}{l} q_{T2}^{meop} = i_{3T} - i_4 = i_5 - i_5, \end{array} \right\} \quad (4.11)$$

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 4.3 и 4.4.

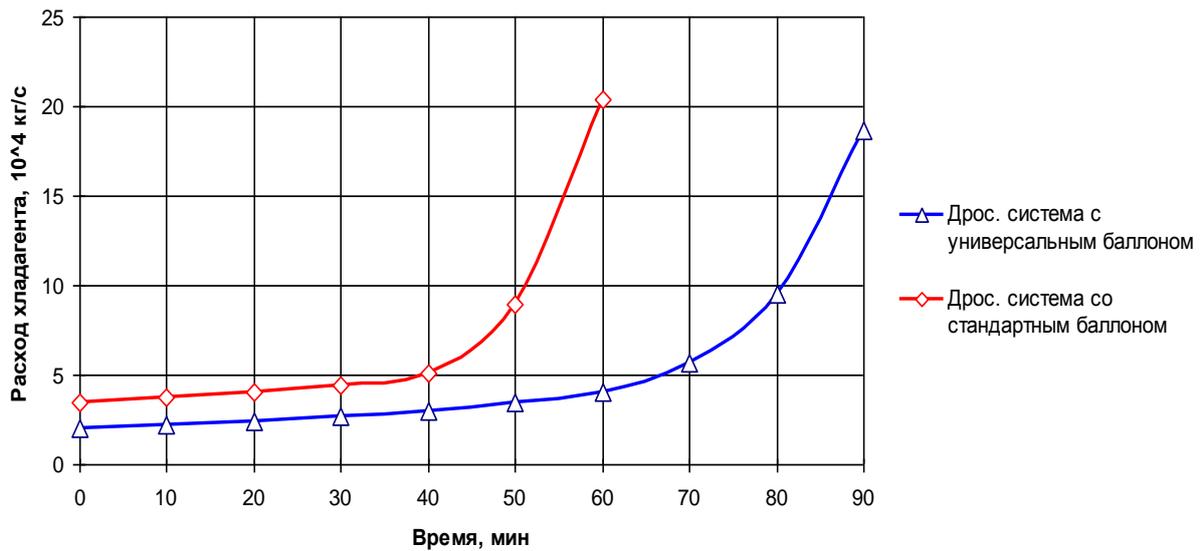


Рисунок 4.3 – График изменения расхода хладагента по времени работы систем охлаждения

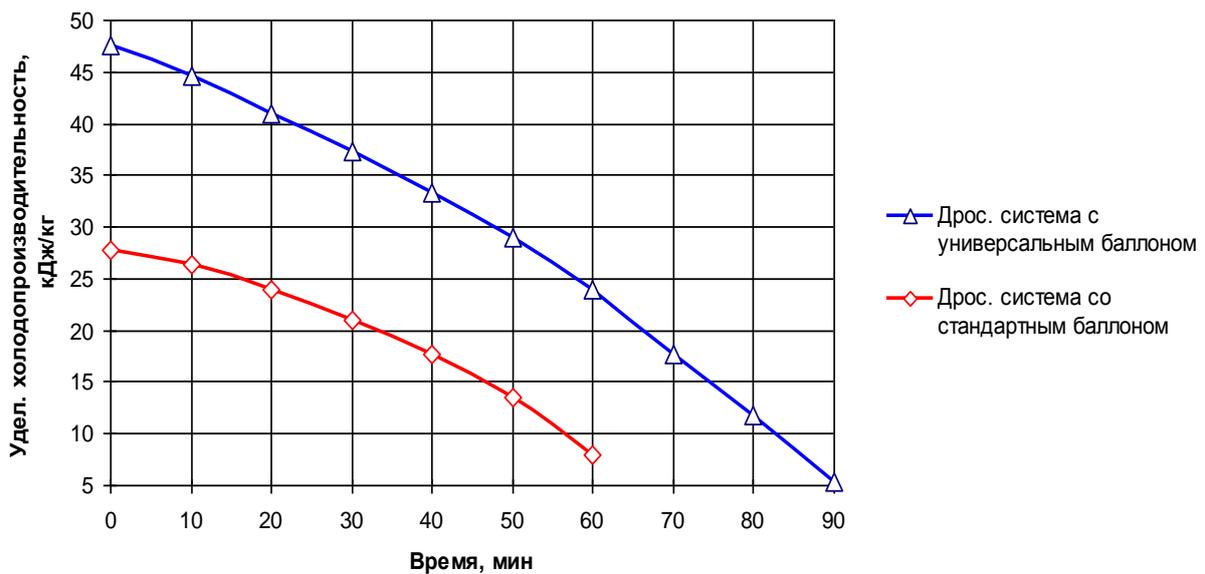


Рисунок 4.4 – График изменения удельной холодопроизводительности по времени работы систем охлаждения.

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:

$$G_{жс} = \frac{Q_x}{r} = \frac{10}{150 \cdot 10^3} = 0.67 \cdot 10^{-4} \text{ (кг / с)}. \quad (4.12)$$

Время отбора жидкой фазы азота и ее газификации (и соответственно время работы) составит:

$$\tau_{жс} = \frac{m_0}{G_{жс}} = \frac{3}{0,67 \cdot 10^{-4} \cdot 3600} = 12,5(ч). \quad (4.13)$$

На рисунке 4.5 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.

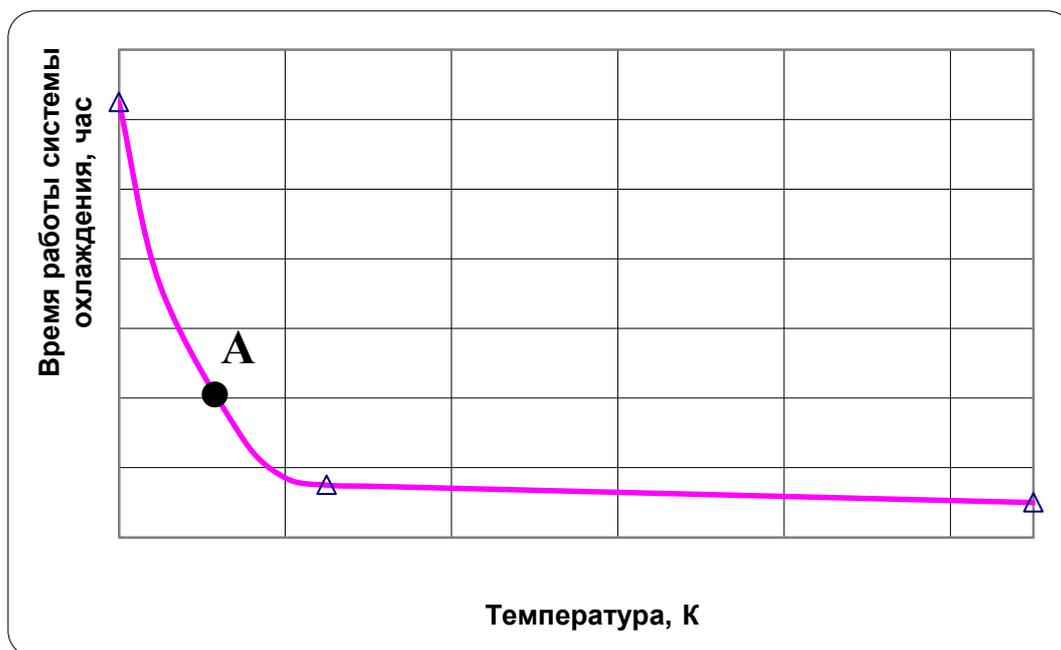


Рисунок 4.5 – Время работы системы охлаждения в зависимости от начального состояния и температуры рабочего тела в баллоне

Она обеспечивает необходимую холодопроизводительность при расходе хладагента в 2–2,5раза 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.

Глава 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДРОССЕЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

5.1 Расчёт параметров дроссельной системы охлаждения

В соответствии с рисунком 5.1. 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_0 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:

$$i_{2^m} = 8100 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^m} - i_{3^m} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^m} = i_{2^m} - i_6 + i_5 = 8100 - 8400 + 2200 = 1900 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^m} = i_{4^m}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^m} = 2200 - 1900 = 300 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{300}{28 \cdot 10^{-3}} = 10,71 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{10,71 \cdot 10^3} = 0,09 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}.$$

$$m_0 = 0,086 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,086 - 0,014 = 0,072 \text{ кг}.$$

$$p_{2^m i} = p_{2^r} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1,4;$$

$$p_{2^m i} = 66,27 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,072}{0,086} \right)^{1,4} = 51,69 \text{ бар} = 5,17 \text{ МПа}.$$

Расчётный шаг № 5:

$$i_{2^{IV}} = 8150 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^{IV}} - i_{3^{IV}} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^{IV}} = i_{2^{IV}} - i_6 + i_5 = 8150 - 8400 + 2200 = 1950 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^{IV}} = i_{4^{IV}}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^v} = 2200 - 1950 = 250 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{250}{28 \cdot 10^{-3}} = 8,93 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{8,93 \cdot 10^3} = 0,11 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,11 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 16,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг.}$$

$$m_0 = 0,072 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,072 - 0,017 = 0,055 \text{ кг.}$$

$$p_{2^v i} = p_{2^m} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1,4;$$

$$p_{2^v i} = 51,69 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,055}{0,072} \right)^{1,4} = 35,15 \text{ бар} = 3,52 \text{ МПа.}$$

Расчётный шаг № 6:

$$i_{2^v} = 8200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^v} - i_{3^v} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^v} = i_{2^v} - i_6 + i_5 = 8200 - 8400 + 2200 = 2000 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^v} = i_{4^v}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^v} = 2200 - 2000 = 200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$\frac{q_0}{28 \cdot 10^{-3}} = \frac{200}{28 \cdot 10^{-3}} = 7,14 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$G = \frac{1}{7,14 \cdot 10^3} = 0,14 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\Delta m = 0,14 \cdot 10^{-3} \cdot 150 = 21 \cdot 10^{-3} \text{ кг.}$$

$$m_0 = 0,086 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,086 - 0,021 = 0,065 \text{ кг.}$$

$$p_{2^v i} = p_{2^v} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2^v i} = 66,27 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,065}{0,086} \right)^{1,4} = 23,55 \text{ бар} = 2,35 \text{ МПа}.$$

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:

$$m_0 = 0,065 \text{ кг};$$

$$m_i = 0,065 - 0,042 = 0,023 \text{ кг}.$$

$$p_{2^v i} = p_{2^v} \cdot \left(\frac{m_i}{m_0} \right)^k; \quad k = 1, 4;$$

$$p_{2^v i} = 23,55 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,023}{0,065} \right)^{1,4} = 5,42 \text{ бар} = 0,54 \text{ МПа}.$$

$$i_{2^{vii}} = 8400 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}}.$$

$$i_{2^{vii}} - i_{3^{vii}} = i_6 - i_5 \Rightarrow$$

$$i_{3^{vii}} = i_{2^{vii}} - i_6 + i_5 = 8400 - 8400 + 2200 = 2200 \frac{\text{Дж}}{\text{моль}};$$

$$i_{3^{vii}} = i_{4^{vii}}.$$

$$q_0 = i_5 - i_{4^{VII}} = 2200 - 2200 = 0.$$

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:

$$\tau = \Delta\tau \cdot n = 150 \cdot 6 = 900 \text{ с.}$$

5.2 Расчёт теплообменника дроссельной системы охлаждения для заправки баллонов сжатыми газами

Ниже представлены конструкторский, тепловой и гидравлический расчёты теплообменника дроссельной системы охлаждения. Расчёты позволяют определить величину рабочей поверхности теплообменника, которая является исходным пунктом эскизного проектирования при выбранной заранее схеме установки, заданных температурных уровнях, начальном давлении и гидравлических потерях, массовых расходах теплоносителей, длительности ее работы и др.

В качестве исходных предложены две схемы дроссельных холодильных установок (рисунки 5.1 и 5.2), используемых для предварительного охлаждения рабочего тела (воздуха, азота), заправляемого в ёмкости высокого давления или для термостатирования какого-либо объекта.

1.2 Схема дроссельных охлаждающих установок.

На рисунок 5.1 представлена простейшая схема (тип I), в которой поток газа делится на две части: меньшая его доля (20...30%) проходит по участку 6 теплообменника и направляется в ёмкость 5 или на охлаждение объекта, другая часть (60...70%) проходит через дроссель 3, после которого температура и давление газа снижается до значений p_3 , t_3 . Величина понижения температуры

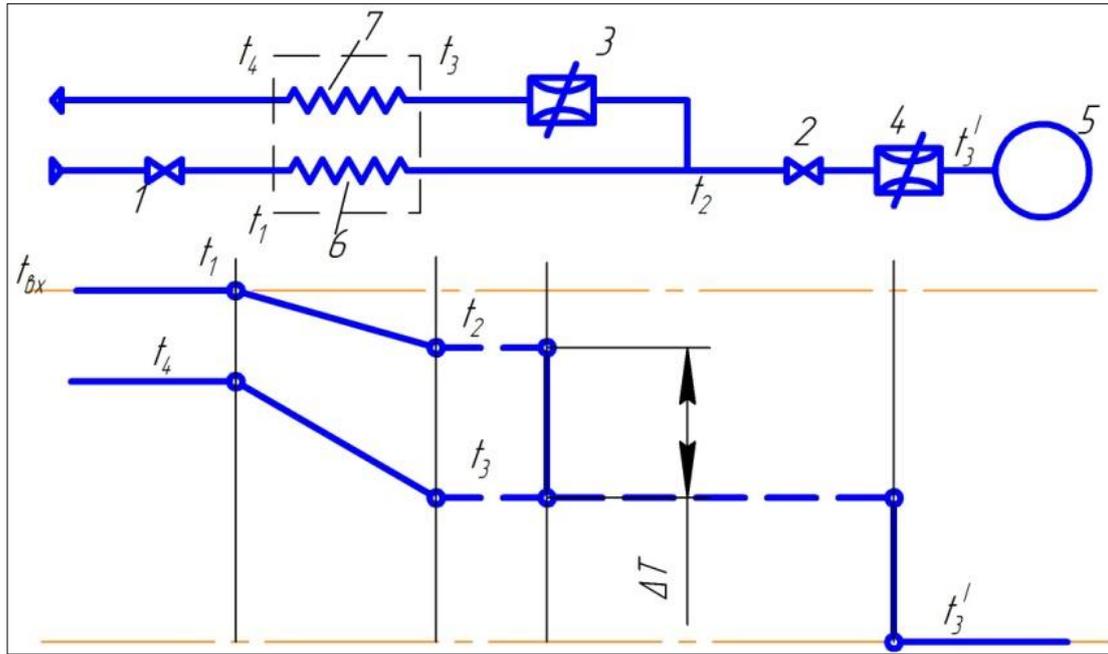


Рисунок 5.1 - Схема теплообменника с делящимися потоками и распределение температур по его элементам

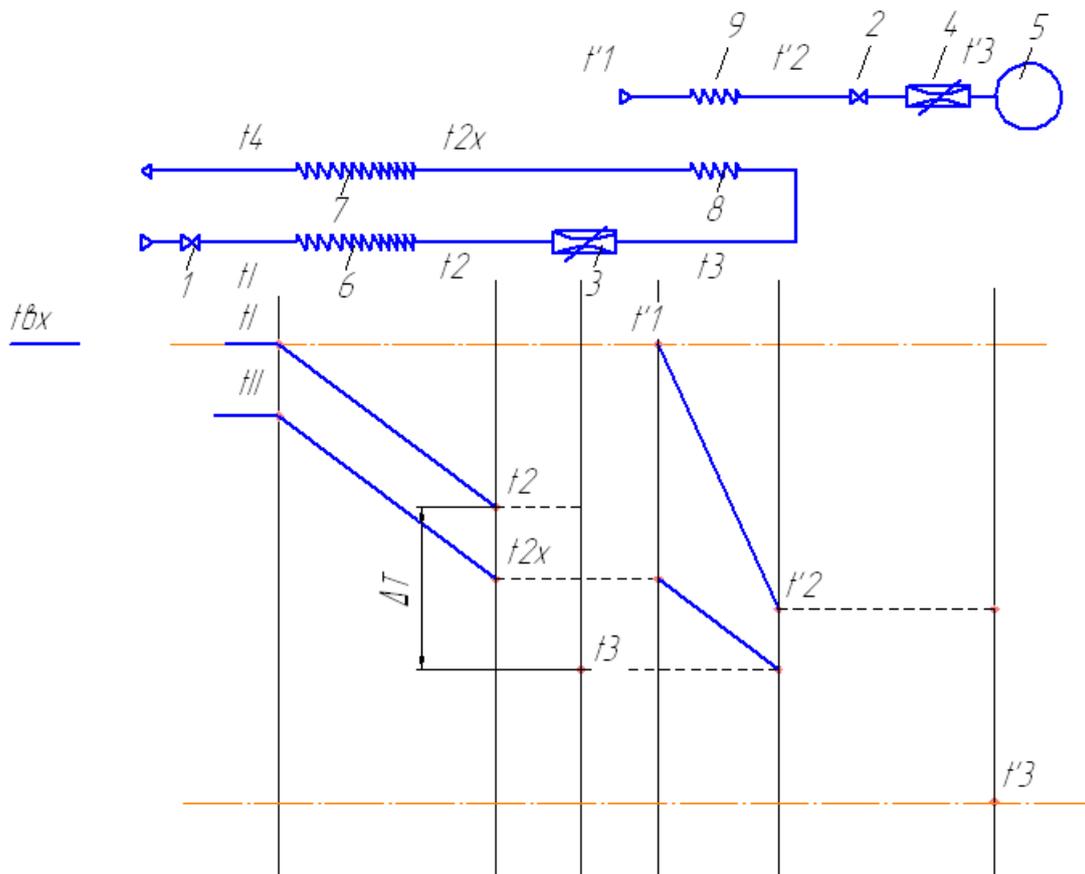


Рисунок 5.2 - Схема теплообменника с автономным контуром захлаживания и распределение температуры по его элементам

$\Delta t \approx 40 \dots 60^\circ\text{C}$ зависит от перепада давления и начальной температуры газа перед дросселем. Далее поток газа, пройдя по участку 7, приобретает температуру t_4 и выбрасывается в окружающую среду (в нашем примере). Участки 6 и 7 образуют противоточный теплообменник, являющийся объектом проектирования.

На рисунке 5.2 изображена другая схема холодильного аппарата (тип II). В отличие от предыдущей схемы для захлаживания используется широко доступный газ (воздух, азот), а охлаждению подвергается дефицитный заряжаемый (водород, гелий и др.)

Для нормирования расхода газа по отдельным участкам проточной части используются дроссельные шайбы. Не зависимо от схемы установки на практике всегда предусматривается начальный период "выхода" теплообменника на расчётный режим, когда при закрытом вентиле 2 производится продувка теплообменника в процессе продувки происходит захлаживание конструкции с постепенным понижением t_2 до расчётной величины (в начальный момент пуска при открытии вентиля 1 $t_2 = t_1$ и $t_3 = t_2 - \Delta T \approx -20^\circ\text{C}$).

При снижении t_2 до расчётной величины производится открытие вентиля 2. Длительность процесса захлаживания зависит от массы участков 6 и 7, поэтому для сокращения времени захлаживания масса механической конструкции всей проточной части должна быть по возможности минимальной.

В качестве заранее известных параметров при выполнении расчетов принимаем: температуру охлаждённого газа, направляемого к потребителю, равной $t_3' = 50 \dots 200 \text{ K}$; давление охлаждаемого газа $p = 15 \dots 40 \text{ МПа}$; массовый расход в пределах $G = 0,0002 \dots 0,02 \text{ кг/с}$; длительность работы установки один два часа.

1.3 Конструкция теплообменников

Наиболее рациональной конструкцией являются трубчатые теплообменники, как наиболее удобные и простые в технологическом

отношении, безопасные в эксплуатации и обеспечивающие создание конструкции с минимальной металлической массой рабочих участков.

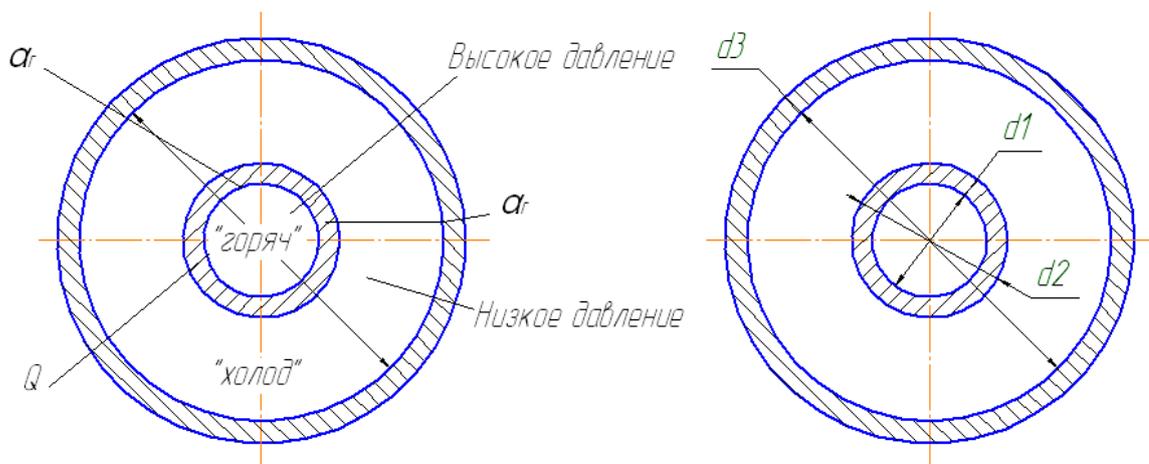
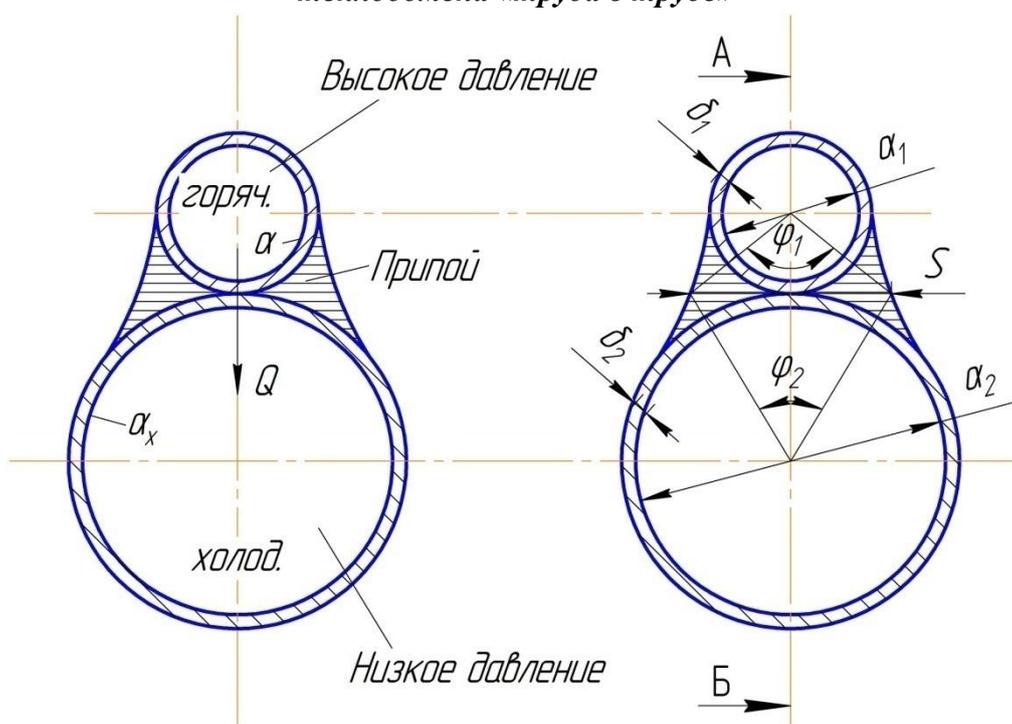


Рисунок 5.3 - Схема конструктивного соединения поверхностей теплообмена «труба в трубе»



Для первого типа соединения передача тепла осуществляется через стенку внутреннего трубопровода (рисунок 5.3) "трубу в трубе". Данная схема является наиболее простой и наименее трудоёмкой в изготовлении.

Во втором случае (рисунок 5.4) передача тепла осуществляется через место спая. В качестве припоя может быть использовано олово, латунь или серебряный припой.

В некоторых случаях данная схема может быть более выгодной, чем первый вариант, потому что стенки трубы низкого давления являются активными проводниками тепла к месту спая, что сокращает длину рабочего участка, малая труба изготавливается из стали, большая труба - из латуни или красной меди. Толщины стенок трубы должны быть минимальными и определяться расчётом на прочность, исходя из заданных давлений. Для образования компактной конструкции аппарата вся трубная часть свёртывается в виде змеевика и помещается в цилиндрический кожух. Внутреннее пространство заполняется высококачественной теплоизоляцией.

2. Тепловой расчёт теплообменника.

2.1 Расчёт температур теплообменника с делящимися потоками.

По заданной температуре термостатирования объекта t_3' и известному давлению $p_2 \approx p_1$ по T-S диаграмме для охлаждаемого газа определяется температурный дроссель-эффект $\Delta T'$. Температура перед дросселем t_2 находится как $t_2 = t_3' + \Delta T'$.

Значение температуры t_3 за дросселем определяется по t_2 и температурному дроссель-эффекту ΔT , при этом последний находится так же по T-S диаграмме с допущением того, что давление p_3 задано $t_3 = t_2 - \Delta T$. Тогда температура на выходе из участка 7 (рисунок 5.1) определяется из уравнения теплового баланса

$$t_4 = \frac{G_1}{G_3} (t_1 + t_2) + t_3$$

$$\text{где } \frac{G_1}{G_3} = X.$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\bar{t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

где $\Delta t_1 = \Delta T$; $\Delta t_2 = t_1 - t_4$.

2.2 Расчёт температур теплообменника с автономным контуром захлаживания

По заданной температуре термостатирования t_3' объекта и известному давлению $p_2' \approx p_1'$ по T-S - диаграмме для охлаждаемого газа определяется температурный дроссель-эффект $\Delta T'$. Температура перед дросселем автономного контура находится как $t_2' = t_3' + \Delta T'$. Температура t_3 после дросселя в контуре регенерации задаётся на 20...40 К выше критической для данного газа. Тогда температура перед дросселем $t_2 = t_3 + \Delta T$. Здесь температурный дроссель-эффект находится по T-S диаграмме с учётом того, что дросселирование осуществляется с давления p_1 на 1 МПа.

Тогда температура t_{2x} на выходе из участка 8 (рисунок 5.2) автономного контура определяется из уравнения теплового баланса

$$t_{x2} = \frac{C'}{X' C_p} (t_1' - t_2') + t_3,$$

где $X' = \frac{G_1}{G_1'}$,

А температура t_4 на выходе из участка 7 в следствии равенства массовых расходов в обеих ветвях теплообменника-регенератора найдётся как $t_4 = (t_1 - t_2) + t_{2x}$.

Причём средняя разность температур в теплообменнике-регенераторе будет постоянной по всему тракту и будет равна $\Delta t = t_2 - t_{2x}$.

2.3 Определение размеров труб теплообменника

Диаметр трубы высокого давления находим из уравнения расхода $G = \rho \cdot c \cdot F$.

$$\text{Откуда } d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot c}}, \text{ м.}$$

Здесь скорость течения газа C на участке 6 (см. рисунок 5.1 и 5.2) принимается в пределах 3...10 м/с, а на участке 7- в пределах 50...100 м/с. Плотность ρ вычисляется из уравнения состояния газа по входным параметрам участков.

Полученные значения диаметров труб участков округляются до ближайших стандартных значений. При округлении более чем на 10% в ту или другую сторону следует произвести корректировку расходных характеристик и уточнение скорости движения газа по трубам. Расчёта на прочность стенок труб в данной работе не производим. Толщина стенок труб выбирается по согласованию с консультантом.

Определение длины трубы на участке теплообменника производим используя соотношение, позволяющее найти ее при известном (заданном) значении допустимых гидравлических потерь:

$$L_{np} = \frac{2\Delta P d^*}{\xi \rho w^2}; \rho = \frac{1}{g},$$

где g - удельный объем газа, м³/кг [28].

Коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Конакова

$$\xi = \frac{1}{(1,82 \lg Re - 1,64)^2},$$

где $Re = \frac{dc}{\nu}$ - критерий Рейнольдса.

Физические параметры здесь и в дальнейших расчётах определяются по справочнику [28] при средних значениях температуры газа

$$t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}$$

Для варианта расположения "труба в трубе" (рисунок 5.3) диаметр в критерии Re принимаем равным

$$d^* = \frac{4F}{U}$$

где $F = \pi/4(d_3^2 - d_2^2)$; U - смоченный периметр, определяемый из соотношения

$$U = \pi(d_3 + d_2).$$

2.4 Расчёт коэффициента теплопередачи

Определение коэффициентов теплоотдачи α_x и α_T на холодной и горячей стороне схемы "труба в трубе" (рисунок 5.4) выполняется по соотношению из работы [29]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{mp}},$$

здесь критерий Нуссельта для $\frac{l_{mp}}{\alpha} \geq 50$ и $Re \geq 10^4$

$$Nu = 0.021 Re_{жс}^{0.8} Pr_{жс}^{0.43} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0.25}.$$

Находим линейный коэффициент теплоотдачи. Для схемы "труба в трубе"

$$K_6 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_x d_2}}$$

Для схемы "спайка труб" (рисунок 5.5) расчёт может быть произведён как для случая теплопередачи через плоскую стенку, имеющую двустороннее ребрение, где роль рёбер играют участки труб, не охваченные спайкой.

Эквивалентная схема изображена на рисунке 5.5

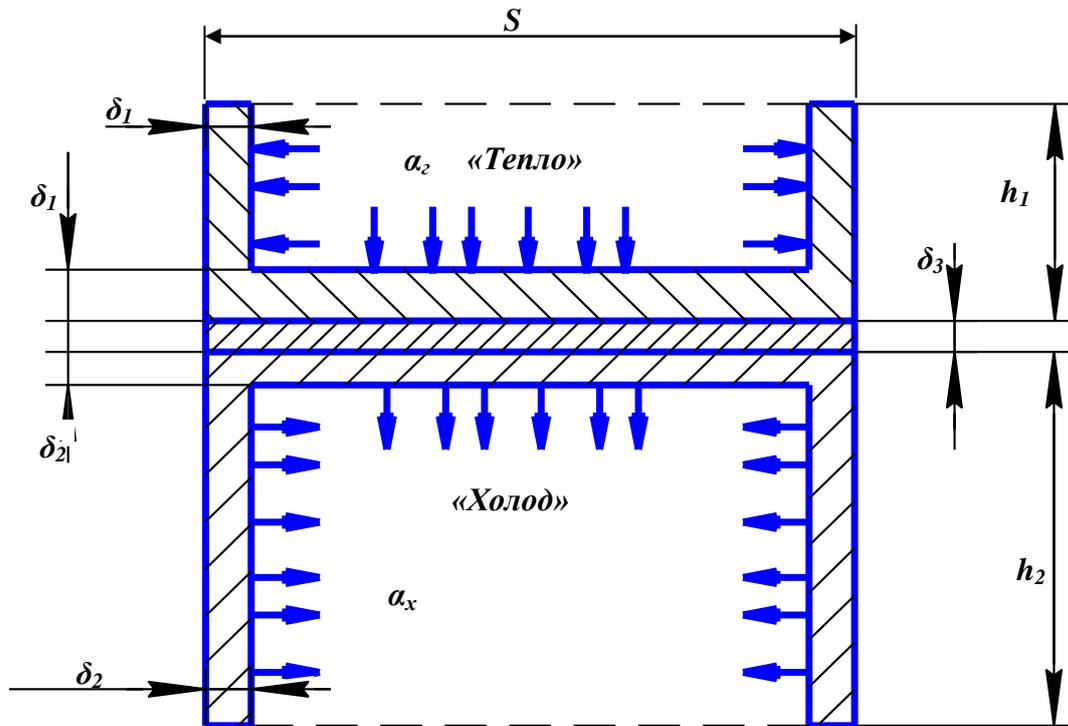


Рисунок 5.5 - Расчётная схема к определению теплопередачи для спаянных труб

Используя расчётные соотношения для теплопередачи через оребренные стенки, можно записать выражение для линейного коэффициента теплопередачи в следующем виде:

$$K_l = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_2 (2h_1 \eta_1 d_1)} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_{c1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_{c2}} + \frac{\delta_3}{\lambda_{c3}} \right) \frac{1}{S} + \frac{1}{\alpha_x \cdot (2h_2 \eta_2 + d_1 + \delta_1 - \delta_2)} \right]}$$

где геометрические характеристики: h_1, h_2 - высота ребер, образованных разверткой окружности труб на углах $360 - \phi_1$ и $360 - \phi_2$;

η_1, η_2 - коэффициенты эффективности ребер h_1, h_2 ;

S - толщина перемычки по наименьшему сечению (рисунок 5.4);

δ_3 - эквивалентное утолщение стенки за счёт припоя.

Проводим расчёт геометрических характеристик.

$s = d_1 + \delta_1$ - принимается как средний диаметр меньшей трубы.

Определяются ϕ_1 и ϕ_2 (см. рисунок 5.4)

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} = \frac{S}{d_1 + 2\delta_1} = \frac{d_1 + \delta_1}{d_1 + 2\delta_1};$$

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} = \frac{d_1 + \delta_1}{d_1 + 2\delta_1}$$

Определяются h_1 , h_2 как развертка по средним диаметрам горячей и холодной труб;

$$h_1 = \frac{\pi d_{cp1}}{2} \left(1 - \frac{\varphi_1}{360}\right)$$

$$h_2 = \frac{\pi d_{cp2}}{2} \left(1 - \frac{\varphi_2}{360}\right)$$

где $d_{cp1} = d_1 + \delta_1$; $d_{cp2} = d_2 + \delta_2$.

Определяется δ_3 - эквивалентная толщина припоя;

$$\delta_3 = \frac{F_{np}}{S}$$

где F_{np} - площадь поперечного сечения припоя (определяется по чертежу).

Для этого трубная спайка вычерчивается на миллиметровой бумаге в масштабе 10:1 по схеме рисунка 5.5.

Далее определяются:

а) коэффициенты теплоотдачи α_r и α_x ;

б) h_1 и h_2 ;

в) коэффициенты эффективности рёбер

$$\eta_1 = \frac{t \cdot h \cdot X_1}{x_1}; \eta_2 = \frac{t \cdot h \cdot X_2}{x_2}$$

г) относительные расходы

$$X_1 = \frac{h_1}{\delta_1} \sqrt{Bi_1}; X_2 = \frac{h_2}{\delta_2} \sqrt{Bi_2}$$

д) критерии Био

$$Bi_1 = \frac{\alpha_r \delta_1}{\lambda_1}; Bi_2 = \frac{\alpha_x \delta_2}{\lambda_2}$$

3. Гидравлический расчёт теплообменника

Основной задачей гидромеханического расчёта теплообменных аппаратов является определение величины потерь давления теплоносителя при прохождении его через теплообменник. При течении жидкости всегда возникают сопротивления, препятствующие движению.

На преодоление этих сопротивлений затрачивается энергия. Эта энергия пропорциональна перепаду давления ΔP . Поскольку заранее длины участков неизвестны, эту задачу приходится решать в некотором приближении, определяя "предельную" длину трубы теплообменника ($l_{пр}$), которая удовлетворяет заданному гидравлическому сопротивлению. Действительная длина трубы определяется из условий теплопередачи. Ее величина должна быть меньшей или равной $l_{пр}$, это гарантирует, что в теплообменнике не возникает недопустимых гидравлических сопротивлений. Так как в относительно длинных трубах потери на трение являются основным видом гидравлических потерь, местными потерями пренебрегаем и в соответствии с работой [30] получаем:

$$\Delta P_{тр} = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{c^2}{2},$$

где значения ξ , c , ρ выбираются и подсчитываются как среднеарифметические по условиям входа и выхода из участков, а диаметр канала выбирается исходя из конкретной схемы "труба в трубе" или "спайка труб".

Таким образом, здесь необходимо определить потери на трение на участке 6 и 7 (рисунки 5.1, 5.2) и мощность, необходимую для перемещения жидкости на этих же участках:

$$N = \frac{V \Delta P}{\eta} = \frac{G \Delta P}{\rho \eta}$$

где V - объёмный расход газа; G - массовый расход газа; ΔP - гидравлические потери; ρ - плотность; η - КПД насоса или компрессора.

4. определение конструктивных размеров теплообменника

Находим количество тепла, передаваемое на теплообменнике в стационарном режиме:

$$Q = G_1 C_p (T_1 - T_2)$$

Вычисляем длину трубы участка теплообменника из соотношения

$$L = \frac{Q}{(\pi K_l \Delta t_{cp})}$$

где Δt_{cp} - средняя разность температур рассматриваемого участка.

Полученная длина должна удовлетворять соотношению $L \leq l_{пр}$. находим высоту (длину) кожуха теплообменника, где трубы свиты в спираль шагом b и диаметром D :

$$H_{кож} = 1,2nb,$$

где n - число витков спирали.

5. Основные требования к оформлению курсовой работы

1. пояснительная записка оформляется согласно [31].
2. конструктивная схема теплообменника выполняется на миллиметровке согласно [32].
3. рисунки типа охлаждающей схемы выполняются на отдельных листах формата АП.

5.3 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 $p_{абс} = 200 \text{ кгс/см}^2$. 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 $p_{абс} = 200 \text{ кгс/см}^2$; промежуточное давление $p_{абс} = 50 \text{ кгс/см}^2$; 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 м³/ч воздуха (при 0°C и 760 мм рт. ст.). Воздух сжимается до 40 кгс/см²; 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 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/см² и давлении после детандера 8 кгс/см²; $M = 0,5$. Общие потери холода 14,7 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 кгс/см², 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 недорекупации 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 м^3 кислорода 99% чистоты, если отборный азот содержит 10% кислорода?

9. По практическим данным, потери холода составляют 335 кДж с 1 м^2 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/м^3 .

10. Определить затрату энергии при получении 1 кг жидкого метана по простому регенеративному циклу. Метан сжимается до давления 150 кгс/см^2 . 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/см^2 . 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/см^2 . Недорекуперация составляет 8°C , потери холода в окружающую среду 8,38 кДж на 1 м^3 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 .

5.4 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 °С. Воздух дросселируется до 1 кгс/см². Потери холода в окружающую среду принять в размере 4,19·10³ Дж на 1 м³ воздуха (при нормальных условиях). Недорекуперация 5°С.

Решение. На рисунке 6.9 даны принципиальная схема установки и изображение процесса в координатах Т-S. Для расчёта пользуемся диаграммой Т-S для воздуха.

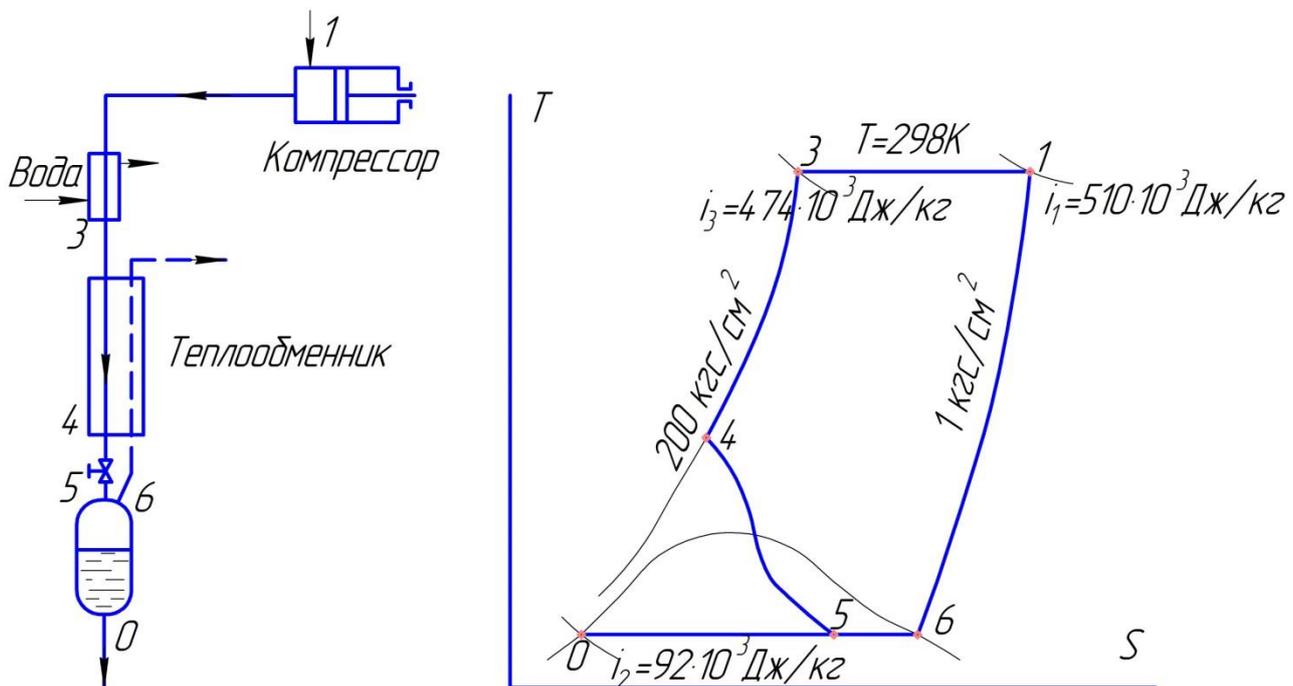


Рисунок 5.9 - к примеру 1

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

$$q_{\text{нео}} = c_p \Delta t = 1,01 \cdot 10^3 \cdot 5 = 5,05 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$$

б) потери в окружающую среду

$$q_{\text{о.с.}} = 4,19 \cdot 10^3 / 1,29 = 3,25 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Суммарные потери:

$$q_{nom} = (5,05 + 3,25) \cdot 10^3 = 8,3 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Ожижаемую долю воздуха определяем по формуле:

$$y = \frac{(i_1 - i_3) - q_{nom}}{i_1 - i_0} = \frac{(36 - 8,3) \cdot 10^3}{(510 - 92,1) \cdot 10^3} = 0,067.$$

Расход ожижаемого воздуха:

$$G_{ж} = 200 \cdot 0,067 = 13,4 \text{ кг/ч}.$$

Затрачиваемую на валу компрессора мощность определяем по формуле:

$$N = 1,69 G_c RT \ln \frac{p_2}{p_1} = 1,69 \frac{200}{3600} \frac{287}{1000} 298 \ln \frac{200}{1} = \frac{1,69}{18} 0,287 \cdot 298 \cdot 2,31 \lg 200 = 42,5 \text{ кВт}.$$

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 $p = 1 \text{ кгс/см}^2$ и $t = -35^\circ\text{C}$; i'_3 - удельная энтальпия воздуха при $p = 200 \text{ кгс/см}^2$ 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:

$$N_{y0} = 71,61 / 50 = 1,43 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кг}.$$

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 $10,5 \text{ кДж}$ на 1 м^3 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:

$$q = (i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) = (494 - 467) \cdot 10^3 + 0,3(505 - 494) \cdot 10^3 = 30 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} .$$

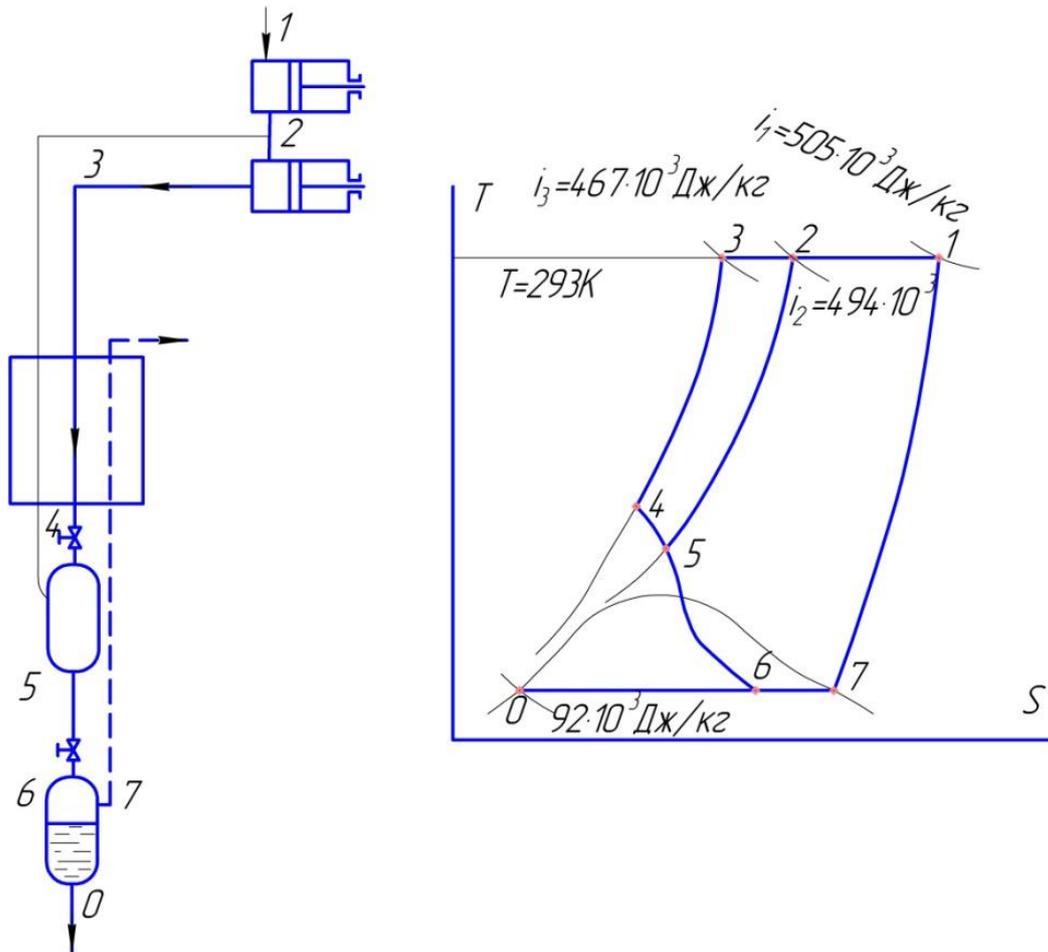


Рисунок 5.10- к примеру3

Ожижаемую долю y определяем по уравнению:

$$y = \frac{(i_2 - i_3) + M(i_1 - i_2) - q_{ном}}{i_1 - i_0} = \frac{30 \cdot 10^3 - (10,5 \cdot 10^3 / 1,29)}{(505 - 92) \cdot 10^3} = 0,053 .$$

Мощность на валу компрессора определяем по формулам:

$$N' = 1,69 \frac{1}{3600} 287 \cdot 293 \cdot 2,31 \lg \frac{200}{50} = 54,5 \text{ кВт} ;$$

$$N'' = 1,69 \frac{0,3}{3600} 287 \cdot 293 \cdot 2,31 \lg \frac{50}{1} = 46,1 \text{ кВт} ;$$

$$N = (54,5 + 46,1) / 1000 = 0,1 \text{ кВт} .$$

Удельный расход энергии на 1 кг жидкого воздуха:

$$N_{уд} = 0,1 / 0,053 = 1,89 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кг} .$$

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. Исходные данные к заданию 2

Номерварианта	P_1 , МПа	P_3 , МПа	t_3' , °С	$G_1 \cdot 10^3$, кг/с	X	X'
1	40	1,5	200	0,1	1,1	10
2	40	1,5	200	0,5	1,2	9
3	40	1,5	200	2,0	1,3	8
4	40	1,5	200	10,0	1,4	7
5	40	1,5	200	20,0	1,5	6
6	35	1,2	180	0,1	1,1	6
7	35	1,2	180	0,5	1,2	7
8	35	1,2	180	2,0	1,3	8
9	35	1,2	180	10,0	1,4	9
10	35	1,2	180	20,0	1,5	10
11	30	1,0	150	0,1	1,1	10
12	30	1,0	150	0,5	1,2	9
13	30	1,0	150	2,0	1,3	8
14	30	1,0	150	10,0	1,4	7
15	30	1,0	150	20,0	1,5	6
16	25	0,8	130	0,1	1,1	6
17	25	0,8	130	0,5	1,2	7
18	25	0,8	130	2,0	1,3	8
19	25	0,8	130	10,0	1,4	9
20	25	0,8	130	20,0	1,5	10

Примеры шифров задания:

II - тр - (N₂-H₂)-14 Тип II (теплообменник с автономным контуром);

тр - "труба в трубе";

N₂ - рабочее тело основного контура;

H₂ - рабочее тело автономного контура;

14 - номер варианта.

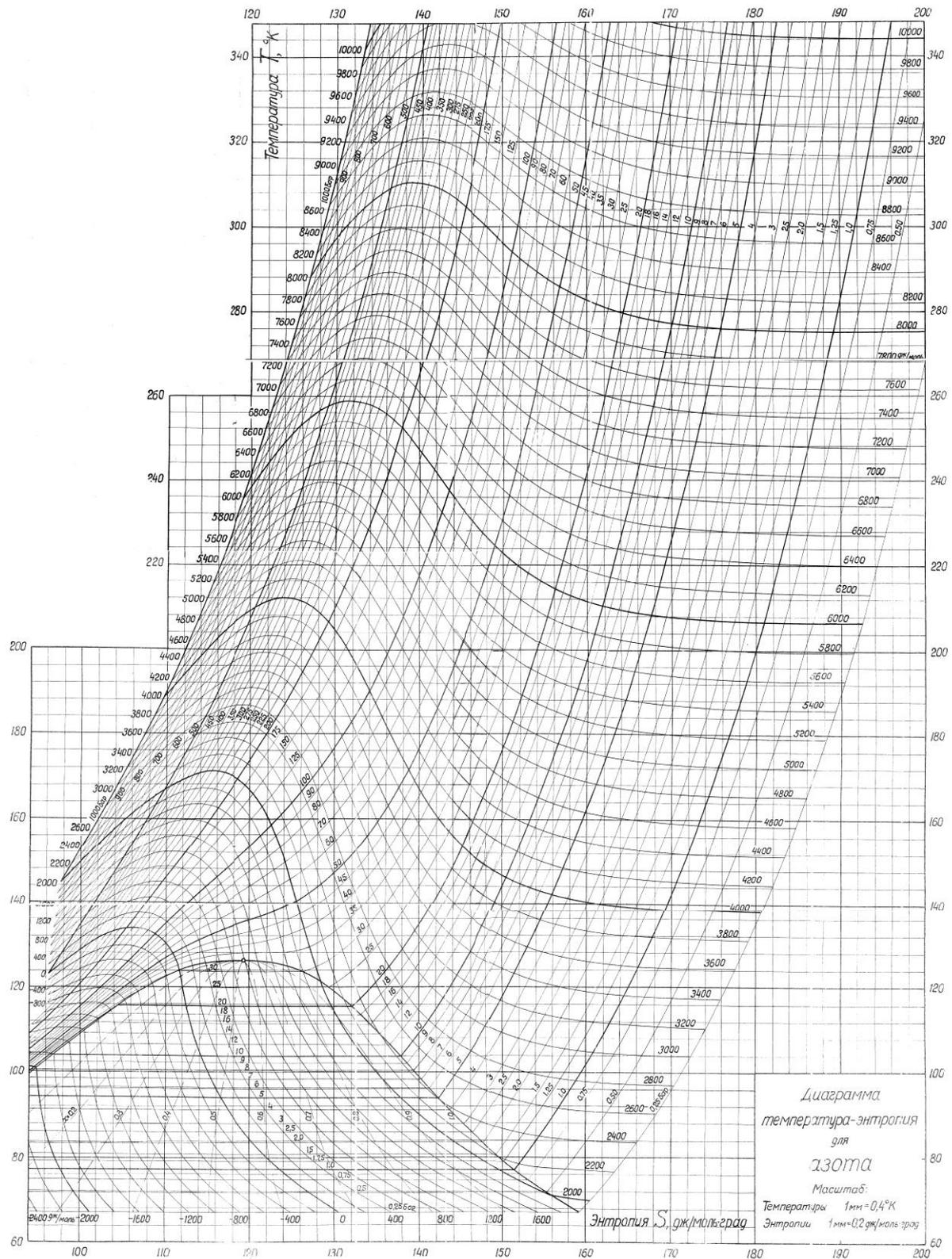
I- сп - N₂ - 8 Тип I (с делящимися потоками);

сп - "спайка труб";

N₂ - рабочее тело;

8 - номер варианта.

Приложение 3. 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.