

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)**

***НЕКРАСОВА С.О., САРМИН Д.В.,
УГЛАНОВ Д.А., ЧЕРТЫКОВЦЕВ П.А.***

Исследования рабочих характеристик холодильных систем и установок

САМАРА 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)

*НЕКРАСОВА С.О., САРМИН Д.В., УГЛАНОВ Д.А.,
ЧЕРТЫКОВЦЕВ П.А.*

Исследования рабочих характеристик холодильных систем и установок

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве методических указаний

С А М А Р А
Издательство Самарского университета
2017

УДК
ББК
К

Рецензенты:,
.....

Некрасова, Светлана Олеговна

К 73 **Исследования рабочих характеристик холодильных систем и установок:** метод. указания / *С.О. Некрасова, Д. А. Угланов.* – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017.
– с.: ил.

Приведены подробные теоретические сведения об основных принципах работы холодильных установок различного типа. Описаны основные термодинамические процессы, происходящие при работе данных систем. Приведены основные методики расчёта холодильных устройств. Подробно описана последовательность действий при выполнении лабораторных работ.

Пособие (Методические указания) предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

© Самарский университет,
2017

Перечень условных обозначений, индексов и сокращений

Условные обозначения:

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

d – диаметр баллона, м;

ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$

V – объем, м^3 ;

m – масса, кг;

P – давление, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$T_{ст 0}$ – начальная температура стенки баллона, К;

$C_{ст 0}$ – начальная теплоемкость стенки баллона, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$;

δ – толщина, м;

$T_{ж 0}$ – начальная температура жидкости, К;

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

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

$v_{г 0}$ – начальный удельный объем газа, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

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

Q_0 – тепло, потребное для нагрева жидкости, кДж;

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

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

$T_{ст i}$ – температура стенки баллона, К;

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

$Q_{ст 1}$ – количество тепла, подведенное теплопроводностью через газовую прослойку от стенки к жидкости, кДж;

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

$\Delta m_{ж}$ – масса жидкости, испарившейся за промежуток времени

$\Delta\tau_{исп}$, кг;

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

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

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

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

Δm_G^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;

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

Q_B^* – тепловыделение чувствительного элемента, Вт;

Q_T^* – тепловыделение из окружающей среды, Вт;

Q_x – холодопроизводительность дроссельной системы, Вт;

F - площадь, м²;

G - массовый секундный расход газа, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

C - скорость потока, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

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.

Содержание

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ.....	4
ГЛАВА 1. БОРТОВЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ.....	ОШИБКА! ЗАКЛАДКА НЕ ОПРЕДЕЛЕНА.
1.1 Современное состояние развития бортовых систем охлаждения аэрокосмического назначения....	Ошибка! Закладка не определена.
1.2 Авиационные системы охлаждения, использующие забортный воздух.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3 Дроссельные системы охлаждения.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.1 Схема дроссельной СО, энергетический и эксергетический балансы.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.2 Замкнутые дроссельные системы охлаждения	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.3 Баллонные дроссельные системы охлаждения.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.4 Дроссельные системы охлаждения умеренного уровня температуры охлаждения.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.3.5 Схемы и конструкции дроссельных микроохладителей	Ошибка! Закладка не определена.
1.4 Системы охлаждения с использованием хладагентов в субкритическом состоянии.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.5 Система охлаждения с транспортировкой жидкого хладагента к объекту охлаждения.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.6 Системы охлаждения с хранением сжиженных хладагентов при температуре окружающей среды	Ошибка! Закладка не определена.
1.7 Термо–механические охладители.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.8 Системы охлаждения с делящей вихревой трубой.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.9 Системы охлаждения с термоэлектрическими элементами	Ошибка! Закладка не определена.
1.10 Выбор типа систем охлаждения.....	Ошибка! Закладка не определена.

2. Аналитический обзор по системам охлаждения на основе термоакустических и пульсационных преобразователей **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1 Современные криогенные системы охлаждения **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.1 Охлаждение с помощью вихревых холодильников..... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.2 Термоэлектрическое охлаждение..... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.3 Дроссельные системы охлаждения **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.4 Газовые криогенные машины **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.1.5 Охладители на пульсационной трубе **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.2 Основные этапы развития криогенных машин **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3 Криогенные газовые охладители на базе цикла Стирлинга
Ошибка! Закладка не определена.
- 2.3.1 Идеальный цикл Стирлинга с регенерацией тепла и прерывистым движением поршней **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.3.2 Цикл Стирлинга с гармоническим движением поршней
Ошибка! Закладка не определена.
- 2.4 Исследование влияния рабочих параметров на уровень температуры теплообменника нагрузки криогенного охладителя
Ошибка! Закладка не определена.
- 2.5 Оптимизация конструктивных параметров криогенного пульсационного охладителя на основе численной модели в системе cfd-ace+..... **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.5.1 Численное моделирование оптимизированного криогенного пульсационного охладителя **Ошибка! Закладка не определена.**
- 2.5.2 Численное моделирование коаксиального криогенного пульсационного охладителя **Ошибка! Закладка не определена.**
3. Пульсационные холодильные установки 12
- 3.1 Криогенные газовые охладители на базе модифицированного цикла Стирлинга с компрессором и пульсационной трубой..... 12

3.2 Криогенные охладители на основе термоакустических преобразователей.....	Ошибка! Закладка не определена.
ГЛАВА 2. АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА КРИОГЕННОГО ОХЛАДИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЫ	
2.1 Основной подход	22
2.2 Граничные условия.....	27
2.3 Задание параметров	27
2.4 Расчет давления, температуры и массы рабочего тела в точках цикла	29
2.5 Расчет холодопроизводительности, холодильного коэффициента, термодинамического КПД	45
2.6 Сравнение полученных данных с зависимостями аналитической модели КПО	46
ГЛАВА 3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КРИОГЕННОМ ПУЛЬСАЦИОННОМ ОХЛАДИТЕЛЕ (КПО) С ПОМОЩЬЮ CAE-СИСТЕМ (CFD-ACE+).....	
3.1 Запуск подпрограммы ESI GEOM.....	53
3.2 Запуск программы ESIACE и ее особенности	63
3.3 Запуск программы ESI- CFDVIEW	73
3.4 Результаты расчета	77
ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ПУЛЬСАЦИОННОГО ОХЛАДИТЕЛЯ С ДРОССЕЛЕМ НА ОСНОВЕ АНАЛИТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.....	
4.1 Задание параметров	84
4.2 Расчет давления, температуры и массы в точках цикла.....	85
4.3 Расчет холодопроизводительности, холодильного коэффициента, термодинамического КПД	94
4.4 Сравнение результатов аналитического расчета КПО с дросселем с экспериментальными данными....	Ошибка! Закладка не определена.

ВВЕДЕНИЕ

Изобретение одного из видов двигателей внешнего сгорания связано с именем шотландского священника Роберта Стирлинга, в 1816 г. получившего патент на «...машину, которая производит движущую силу посредством нагретого воздуха». Заложенные в двигателе идеи намного опережали свой век и только, по существу, в наше время получают должную оценку. В основу двигателя Стирлингом положена машина, работающая по замкнутому термодинамическому регенеративному циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего тела осуществляется путем изменения объема. Таким образом, этот принцип может быть положен как в основу преобразования теплоты в работу (прямой цикл), что имеет место в двигателе, так и, наоборот, - работы в теплоту (обратный цикл).

В настоящее время широко используются холодильные установки, работающие по обратному циклу Стирлинга. Область их применения обширна и разработкой конструкции устройств занимается большое количество крупных компаний. Но, данный тип устройств обладает рядом недостатков, таких как:

- наличие механического вытеснителя, что приводит к быстрому износу оборудования и сокращает ресурс ГКМ, а также увеличивает затраты на ремонт машин и сужает область их применения;
- необходимость привода движущейся части;
- невозможность непосредственного контакта охлаждаемого объекта с холодным концом установки, вследствие высоких вибраций установки, что снижает степень охлаждения устройства.

Эти замечания учтены в конструкции криогенных охладителей на пульсационной трубе. Современные крупные компании и научно-исследовательские организации ведут активную исследовательскую деятельность в это направлении.

Следующий этап развития и доработки криогенных устройств – разработка термоакустических охладителей, использующих энергию звуковой волны.

Данное пособие посвящено исследованию параметров рабочего процесса криогенного пульсационного охладителя, аналитическому и численному моделированию рабочего цикла устройства с целью оп-

тимизации конструкции, выполнению лабораторной работы по исследованию характеристик такого холодильного устройства.

Также в пособии рассмотрены основы теоритического и экспериментального исследований термоэлектрические охладители. Важные преимущества термоэлектрического метода получения холода в сравнении с другими типами охлаждения обусловили широкую сферу применения этого метода.

1. Физические принципы работы пульсационных холодильных установок

Криогенные газовые охладители на базе модифицированного цикла Стирлинга с компрессором и пульсационной трубой

В 1964 г. Гиффорду и Лонгсворту удалось построить оригинальное охлаждающее устройство без механического вытеснителя, в котором использовался процесс выхлопа и, оказалась возможной передача энергии в виде теплоты в окружающую среду непосредственно во время впуска газа. Авторы изобретения назвали это устройство пульсационной трубой [8].

В последующие 40 лет холодильные машины подобного типа становятся объектом детального исследования и изучения. Они находят широкое применение в криогенной технике в виде одноступенчатых холодильников с температурным уровнем, близким к температуре конденсации азота (77,2 К при атмосферном давлении), или двухступенчатых холодильных машин с температурным уровнем ниже температуры конденсации гелия (4,2 К при атмосферном давлении).

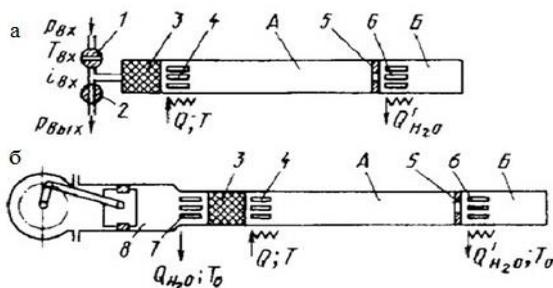


Рис.1. Схемы усовершенствованных конструкций пульсационной трубы:

а — с клапанами; б — с присоединенным поршнем;

1 и 2 — впускном и выпускной клапаны; 3 — регенератор; 4 — теплообменник-охладитель; 5 — дюза (дроссельное отверстие); 6 — холодильник; 7 — концевой холодильник; 8 — компрессор-детандер;

А — рабочее пространство трубы; Б — резервный объем

В 1984 г. в технологии был сделан большой рывок, когда Микулин продемонстрировал, что фазовыми и амплитудными соотношениями между скоростью и температурой можно управлять, регулируя

граничные условия в конце пульсационной трубы с помощью инерционной трубы и ресивера. На рисунке 8 приведены схемы усовершенствованных конструкций пульсационной трубы а — с клапанами; б — с присоединенным поршнем [5].

Принцип действия охладителя на пульсационной трубе.

На рисунке 2 приведена схема одноступенчатой пульсационной трубы и графики распределение температур газа по ее длине. В основе принципа действия пульсационной трубы лежит физическое явление возникновения градиента температур при впуске и выпуске газа. После открытия впускного клапана 1 газ поступает в регенератор 3 где охлаждается, а затем входит в теплообменник 4 и в свободное рабочее пространство А с герметично закрытым дальним концом, где расположен водяной холодильник 5. В процессе заполнения газ сжимается неравномерно. Более высокие давления, а, следовательно, и температуры наблюдаются у закрытого конца трубы, вблизи холодильника 5. Градиент температур тем более отчетливо выражен, чем меньше турбулентность в свободном пространстве трубы и чем меньше теплопритоки в этот период. После окончания наполнения необходима небольшая пауза для того, чтобы теплота могла быть передана воде в холодильнике 5. Вслед за этим открывается выпускной клапан 2 и осуществляется свободный выпуск газа; при этом его температура снижается [9].

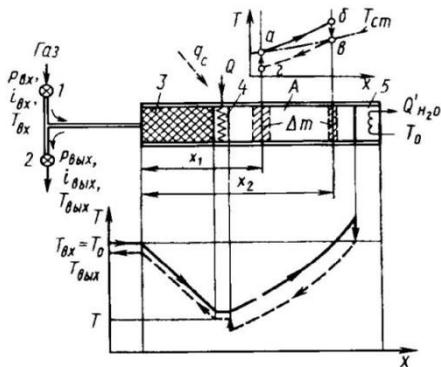


Рис. 2. Схема одноступенчатой пульсационной трубы и графики распределение температур газа по ее длине ($T_{ст}$ — температура стенок трубы)

Так как часть энергии газа в виде теплоты Q'_{H_2O} передана в окружающую среду, появляется возможность ввести в систему некоторое количество теплоты Q в виде полезной холодопроизводительности:

$$Q = Q'_{H_2O} - G(i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}) - Q_c,$$

где Q_c — теплоприток из окружающей среды.

Рассмотрим на рисунке 2 элемент газа Δm на расстоянии x_l от начала отсчета. Перед началом впуска температура газа близка к температуре стенки (точка a на диаграмме — рисунок 2.1). В процессе впуска элемент газа сжимается и перемещается вправо к теплому концу рабочего пространства трубы. Процесс впуска протекает быстро, поэтому, оказавшись на расстоянии от начала отсчета, элемент газа будет иметь более высокую температуру (точка b) по сравнению с температурой стенки $T_{ст}$. В течение последующей паузы элемент охлаждается, отдавая теплоту стенкам, примерно до температуры точки $в$. Во время выхлопа элемент газа расширяется и перемещается влево, в первоначальное положение. При этом его температура становится ниже температуры стенок (точка $г$). Снова следует небольшая пауза, и газ нагревается, отнимая теплоту от стенок и нагреваясь до температуры, примерно равной температуре в точке a . Очевидно, что с каждым элементом газа в рабочем пространстве A происходят подобные изменения. В результате таких взаимодействий газа со стенками вдоль трубы осуществляется перенос теплоты в направлении теплого конца, где расположен холодильник 5.

Рабочий процесс в пульсационной трубе типично нестационарный, а при использовании клапанов для впуска и выпуска дополнительно проявляется существенная неравновесность. В связи с этим каждая конкретная конструктивная разновидность подобного устройства может иметь индивидуальные характеристики, оптимальные геометрические формы и размеры. Можно охарактеризовать качественное влияние ряда показателей:

Повышение давления газа способствует увеличению холодопроизводительности, так как с ростом давления увеличивается объемная теплоемкость, но при этом усиливается теплообмен в процессах впуска, что отрицательно сказывается на работе трубы;

Диаметр и длина трубы также должны иметь оптимальные значения. Большие диаметры облегчают развитие турбулентных течений в

трубе, а при малых диаметрах мала поверхность теплообмена. С увеличением длины трубы уменьшается тепловой поток по стенкам от теплой стороны к холодной; это сказывается положительно. Однако при большой длине (и одинаковой частоте пульсаций) скорость в осевом направлении больше, что способствует развитию турбулентности.

Наконец, и продолжительность цикла (частота пульсаций) влияет на характеристики трубы. С увеличением числа циклов возрастает холодопроизводительность, однако при этом должны быть достаточными по продолжительности паузы между впуском и выпуском для обмена теплотой газа со стенками. В связи с этим и частота пульсаций, несомненно, имеет оптимальные значения.

В настоящее время широко используется более эффективная конструкционная схема охладителя на пульсационной трубе с дополнительным ресиверным объемом. Рассмотрим данную схему подробнее.

Охладитель на пульсационной трубе с дополнительным ресиверным объемом.

Для пояснения принципа работы ГKM на базе пульсационной трубы существует теория о существовании в цилиндре порции газа постоянной массы объемом V_0 (объем газового вытеснителя), которая постоянно находится в цилиндре, разделяя его на объемы теплой V_T и холодной полости V_x (рисунок 3). В процессе работы машины газовый вытеснитель совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение, т.е. выполняет функции обычного вытеснителя. Перемещение газового вытеснителя обеспечивается наличием ресивера, гидросопротивления и перепускной линии с гидросопротивлением.

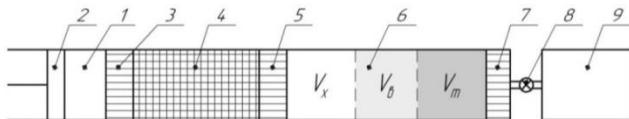


Рис. 3. Схема ГKM на базе пульсационной трубы с ресивером

ГKM на базе пульсационной трубы (рисунок 3) состоит из: «теплого» цилиндра 1 с поршнем 2, холодильника 3, регенератора 4, теплообменника нагрузки 5, пульсационной трубы 6 с газовым вытеснителем V_0 , холодильником на теплом конце пульсационной трубы 7, ресивера 8 и перепускной линии с гидросопротивлением 9.

элементом сопротивления 8 и ресивером 9. Объем цилиндра 1 между поршнем 2 и холодильником 3 является полостью сжатия, а объем цилиндра бмеждугазовым вытеснителем V_6 и теплообменником нагрузки 5 является полостью расширения V_x .

Принцип работы ГКМ на базе пульсационной трубы с инерционной трубой (элемент сопротивления):

а) поршень и газовый вытеснитель перемещаются одновременно (поршень от холодильника, газовый вытеснитель к теплообменнику нагрузки от холодильника на теплом конце пульсационной трубы). Происходит изохорное переталкивание рабочего газа из полости расширения в полость сжатия, через теплообменник нагрузки, регенератор и холодильник. Проходя через насадку регенератора, рабочий газ получает тепло от насадки и нагревается, достигая температуры полости сжатия. Газ из ресивера перемещается через элемент сопротивления (инерционную трубу) в пульсационную трубу, образуя теплую полость V_T за газовым вытеснителем (рисунок 4 а-б).

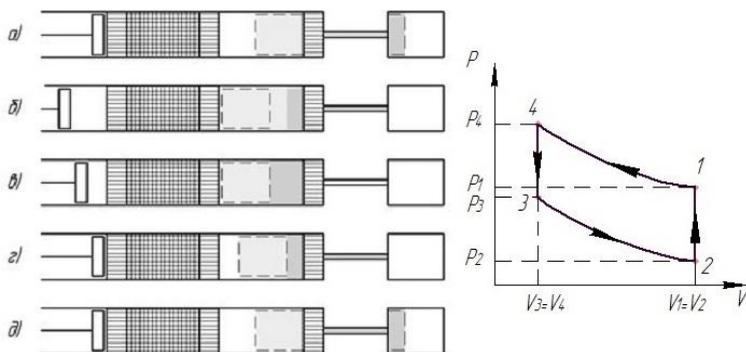


Рис.4. Идеальный цикл ГКМ на базе пульсационной трубы с ресивером

б) поршень движется вправо (в сторону холодильника), газовый вытеснитель неподвижен. Происходит изотермическое сжатие, газ в полости сжатия сжимается, происходит поджатие газового вытеснителя со стороны холодильника на теплом конце газом из ресивера (температура постоянна, объем газа уменьшается, давление увеличивается). В холодильнике происходит отвод тепла сжатия в окружающую среду (рисунок 4, б-в).

в) в процессе изотермического сжатия поршень и газовый вытеснитель перемещаются одновременно (поршень к холодильнику, газовый вытеснитель от теплообменника нагрузки к холодильнику на теплом конце пульсационной трубы). Газ при постоянном объеме переходит из полости сжатия через холодильник, регенератор и теплообменник нагрузки в полость расширения. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего газа передается насадке регенератора, вследствие чего газ охлаждается и достигает значения температуры полости расширения. Происходит поджатие газа в тепловой полости пульсационной трубы и перетечка его из теплой зоны через холодильник на теплом конце, инерционную трубу в ресивер. В холодильнике на теплом конце происходит отвод тепла сжатия газа в теплой зоне пульсационной трубы (рисунок 4, в-г).

г) газовый вытеснитель движется вправо (от теплообменника нагрузки к холодильнику на теплом конце), поршень неподвижен. Происходит изотермическое расширение, газ в полости расширения расширяется (температура постоянна, объем газа увеличивается, давление уменьшается). В теплообменнике нагрузки рабочему газу подводится тепло от объекта охлаждения. Газ из теплой полости пульсационной трубы перетекает в ресивер (рисунок 4, г-д). Далее цикл повторяется.

Процессы в реальной ГKM существенно отличаются от процессов идеального цикла. Например, сжатие и расширение происходят не только в соответствующих полостях машины, но и во всех составляющих ее рабочего объема; температура в каждой точке рабочего объема изменяется в течение цикла по сложным законам, существенно отличающимся от принятых для описанного выше идеального цикла. В связи с этим эффективность реальных ГKM с циклом Стирлинга и ГKM на базе пульсационной трубы обусловлена не только совершенством их идеальных циклов, но и в значительной мере конструктивными решениями, обеспечивающими малые потери в ее действительном цикле.

Типы конструкций охладителей на базе пульсационной трубы.

Как было описано выше, существует три типа конструкций охладителя на базе пульсационной трубы (линейная, коаксиальная, U-образная) (рисунок 5) [9].

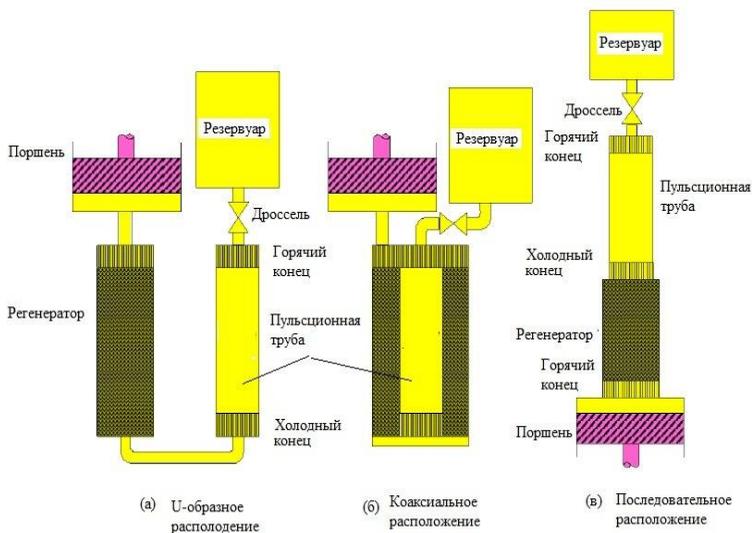


Рис.5. Схемы ГКМ на пульсационной трубе: (а) – U-образное расположение; (б) – коаксиальное расположение; (в) – последовательное расположение

Схема последовательного расположения показывает наибольшую эффективность, так как при таком расположении элементов конструкции не требуется свободный объем на холодном конце трубы, чтобы изменить направление потока, и не происходит увеличения турбулентности вследствие такого изменения. Можно свести турбулентность к минимуму поместив выпрямитель потока на обоих концах трубы. К недостаткам такой схемы можно отнести неудобства, связанные с наличием охлаждающей пластины, расположенной между концами трубы.

Коаксиальная схема, пример наиболее компактного расположения элементов, больше всех остальных конструктивно схожа с охладителем Стирлинга. При таком расположении появляется возможная проблема несоответствия температурных режимов регенератора и пульсационной трубы, из-за чего возникнет устойчивый теплообмен между этими элементами, что уменьшит эффективность установки.

Примеры современных разработок охладителей на основе пульсационной трубы.

– Разработки фирмы Thales Cryogenics;

В 2000 – 2001 г.г. компания Thales Cryogenics начала разработки пульсационного охладителя. На этапе опытно-конструкторской разработки были сконструированы, изготовлены и испытаны девять опытных моделей охладителей с пульсационной трубой. С целью оптимизации геометрии конструкция охладителя была линейной. На рисунке 13 представлена фотография опытно-конструкторской модели.



Рис.6. Опытная модель пульсационного охладителя линейной конструкции

Применяемые компрессоры способны обеспечить $4,2 \text{ см}^3$ рабочего объема для 100 Вт максимальной подводимой мощности. Наружный корпус компрессор диаметром 60 мм и 165 мм в длину.

– Разработки фирмы Northrop Grumman Aerospace Systems (NGAS);

NGAS, ранее Thompson Ramo Wooldridge (TRW), является одной из ведущих фирм США, разрабатывающих криоохладители для космических полетов. Успех космических криоохладителей NGAS является результатом работы в течение многих лет, а также значительного вложения инвестиций.

В космическом приборе AIRS использовалась пара избыточных пульсационных охладителей на 55 К, разработанных NGST, для охлаждения FPA до 58 К [20]. На рисунке 14 представлены охладители и

приводная электроника, используемые в приборе AIRS. Цель прибора AIRS осуществить точные измерения температуры атмосферного воздуха над поверхностью Земли в зависимости от высоты над поверхностью Земли и предсказать погоду.



Рис.7.Криоохладители и электроника AIRS

– Разработки фирмы Sunpower Inc.

Sunpower начала разработку малогабаритных охладителей Стирлинга в начале 1990-х с охладителя М77. М77 рассчитан на работу с холодопроизводительностью 5 Вт при 77 К и потребляемой мощностью 100Вт. М77 - это линейный свободнопоршневой интегральный охладитель Стирлинга, где поршень и вытеснитель выстроены в линейной конфигурации. Модель М77В представлена на рисунке 8.



Рис.8.Криоохладитель М77В

Механическая конструкция характеризуется наличием высокопроизводительного линейного двигателя с постоянными магнитами; поршня и вытеснителя с опорой на газовые подшипники; механической гибкости, удешевляющей изготовление, и производительных ребристых теплообменников. Удачная конструкция обеспечивает надёжность и экономически эффективное производство.

Эта машина имеет низкие внутренние боковые нагрузки на движущиеся поршень и вытеснитель. Это позволяет использовать запатентованный недорогостоящий гибкий механизм подвески с газовыми подшипниками, с малым расходом мощности, исключая механический контакт, трение и износ на внутренних движущихся частях (пат. США 5,525,845).

Основой криоохладителя М77 является линейный компрессор. Линейные двигатели являются простыми устройствами, в которых осевые силы порождаются токами в магнитном поле. Поскольку все силы привода в линейном компрессоре действуют по линии движения, отсутствует радиальное воздействие на поршень, что существенно снижает нагрузки на подшипники.

Бесконтактная работа и герметично уплотнённая конструкция сводят к нулю техобслуживание и сулят очень длительный срок службы более 50000 часов.

Таким образом, пульсационная технология в сравнении с технологией Стирлинга имеет явные преимущества:

- простота в использовании: низкие вибрации позволяют располагать охлаждаемый объект близко к холодному концу;
- высокая надёжность и рабочий ресурс: нет подвижных частей в охладителе (очень низкие вибрации), благодаря чему увеличивается ресурс; кроме того, компрессор расположен на упруго закреплённых подшипниках, благодаря чему предотвращается контакт компрессора и корпуса устройства;
- уменьшенные затраты: электроника привода упрощена в сравнении с технологией Стирлинга, для которой необходим контроль хода и фазы вытеснителя; кроме того, благодаря уменьшению вибраций на холодном конце, уменьшается износ системы и увеличивается прочность;

- возможность использования для охлаждения космического оборудования: низкий уровень вибраций позволяет использовать устройство для охлаждения аппаратов с очень строгими требованиями по вибрации в условиях микро-гравитации в космосе.

2. Аналитическая модель расчета криогенного охладителя на основе пульсационной трубы

В данной главе рассматривается и выполняется апробация методики расчета криогенного пульсационного охладителя (КПО), изложенная в [13]. Особенностью данной методики является нахождение параметров цикла на каждом этапе рабочего цикла с учетом различных схем перетекания масс рабочего тела в элементах конструкции пульсационного охладителя. Данный подход позволяет представить рабочий цикл криогенной пульсационной машины в виде упрощенной модели, которая, однако, позволяет учесть различные варианты получения полезной нагрузки с учетом различной геометрии конструкции, давления заправки, степени повышения давления в пульсационной трубе и др.

Полагается, что процессы происходят прерывисто с мгновенным изменением параметров в полостях. Данный подход является упрощением гармонического закона изменения параметров рабочего процесса охладителя, но удобен для анализа и помогает понять и выявить некоторые важные особенности КПО.

2.1 Основной подход

Принципиальная схема устройства, рассматриваемого в [13], (рисунок 9) включает впускной и выпускной клапаны I, предохранитель II, регенератор III, теплообменник нагрузки IV, рабочую зону (пульсационную трубу) V, газораспределитель VI, горячий холодильник VII, ресивер VIII.

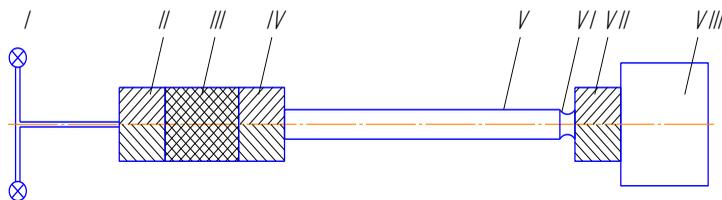


Рис. 9. Принципиальная схема криогенного пульсационного охладителя:
 I - впускной клапан и выпускной клапаны; II - предохранитель; III – регенератор; IV - теплообменник нагрузки; V - пульсационная труба; VI – газораспределитель; VII – горячий теплообменник; VIII – ресивер

Газораспределитель служит для разграничения отдельных фаз цикла. Рабочая зона выполнена в виде цилиндрической трубы, у которой отношение длины и диаметра (L/d) больше 10. Принцип работы основан на использовании процессов выхлопа и адиабатного расширения. Холодопроизводительность устройства эквивалентна теплоте, отводимой в холодильнике.

Используемая в расчете рабочего цикла КПО последовательность процессов в пульсационной зоне и ресивере иллюстрируется на рисунке 10.

Дискретность протекания процессов в данной конструкции регулировалось поэтапным открытием-закрытием клапанов, таким образом, изменение давлений в полостях ресивера и трубы (рисунок 10) носит ступенчатый характер для упрощения понимания процессов рабочего цикла.

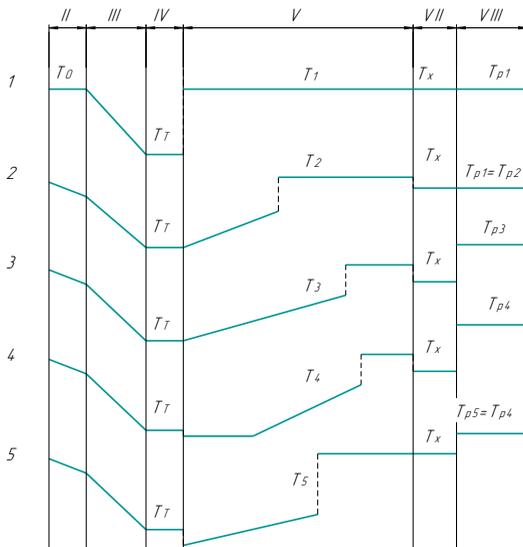


Рис.10. Последовательность процессов в пульсационной зоне и ресивере:
 1 – исходное состояние; 2 – наполнение; 3 – проталкивание; 4 – внутреннее адиабатное расширение; 5 – выхлоп;
 II - предохладитель; III – регенератор; IV - теплообменник нагрузки; V - пульсационная труба; VII – горячий теплообменник; VIII – ресивер

На рисунке 11 изображено изменение давления в пульсационной трубе и в ресивере, так как именно процессы адиабатного расширения и выталкивания газа, протекающие в данных элементах, вносят основной вклад в получение полезной нагрузки.

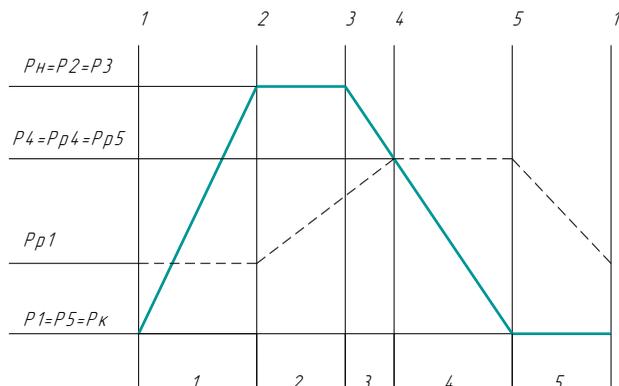


Рис.11. Изменение давлений в полостях КПО за цикл:
 1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп; 5 – выталкивание

Процессы, протекающие в установке во время рабочего цикла можно описать следующим образом:

Исходное состояние: впускной клапан закрыт, газораспределитель и выпускной клапан открыты: рабочая зона (объем V) заполнена остаточным газом массой M_1 с температурой $T_1 = T_x$ при давлении $P_1 = P_k$ (давление в выходном трубопроводе); объем ресивера (V_p) находится при давлении P_{p1} и температуре $T_{p1} = T_1 = T_x$. Распределение температур в элементах КПО показано на рисунке 11 (состояние 1).

Процесс 1-2: впускной клапан открыт, выпускной клапан и газораспределитель закрыты. Происходит наполнение объема V . При

этом в него поступает рабочее тело M_2 , предварительно охлажденное в регенераторе от температуры T_0 до T_T , и адиабатно сжимает массу M_1 до $P_1 = P_H$ (давление в питающей сети); распределение температур в конце процесса характеризуется состоянием 2, среднее ее значение в объеме V равно T_2 . Параметры P_{p1} и T_{p1} в ресивере остаются неизменными.

Процесс 2-3: газораспределитель открыт – газ из рабочей зоны проталкивается через холодильник в ресивер с отводом теплоты сжатия Q_x . В последнем происходит адиабатное сжатие рабочего тела, находившегося там ранее. За это же время в объем V поступает масса M_3 . В течение всего процесса давление в трубе остается постоянным $P_3 = P_2$, средняя температура в ней T_3 , давление и температура в ресивере повышаются до значений $P_{p3} < P_3 = P_H$ и T_{p3} . Частным случаем процесса проталкивания будет полное перетекание M_1 в объем ресивера.

Процесс 3-4: впускной клапан закрыт – происходит внутреннее изэнтропное расширение в объеме V с дальнейшим отводом теплоты в холодильнике и адиабатное сжатие газа в ресивере. В конце процесса давление во всех полостях КПО выравнивается, его величина $P_4 = P_{p4}$; средняя температура в рабочей зоне T_4 , а в ресивере T_{p4} . Частным случаем процесса внутреннего расширения будет полное перетекание M_{p1} в объем ресивера.

Процесс 4-5: впускной клапан и газораспределитель закрыты, впускной клапан открыт – происходит неравновесное адиабатное расширение (выхлоп); охлажденный газ из полости трубы через теплообменник нагрузки и регенератор поступает в выходной трубопровод. Давление в рабочей зоне снижается до $P_5 = P_K$, средняя температура в ней T_5 ; параметры газа в ресивере неизменны.

Процесс 5-1: газораспределитель открыт – оставшиеся холодные порции рабочего тела выталкиваются при постоянном давлении P_K из объема V в теплообменник и регенератор за счет расширения газа, находившегося в ресивере, от P_{p5} до P_{p1} . Система приходит в исходное состояние, и цикл повторяется.

На рисунке 12 приведена схема распределения массы в пульсационной трубе и ресивере.

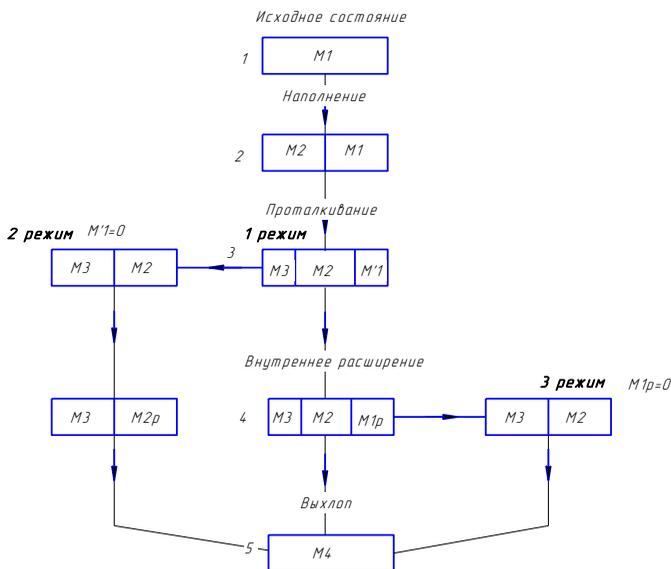


Рисунок 12 – Распределение газа в пульсационной трубе и ресивере

На рисунке 12 приведено распределение масс рабочего тела:

M_1 – это остаточная масса рабочего тела, которая находится в рабочей зоне (пульсационной трубе) в исходном состоянии;

M_2 – масса газа, поступающая в рабочую зону в момент наполнения;

M_3 – масса газа, поступающая в рабочую зону в момент проталкивания;

M_1' – масса остаточного газа M_1 , находящаяся в пульсационной трубе, после того, как часть газа ушла в ресивер во время процесса проталкивания;

M_1' – масса остаточного газа M_1 , находящаяся в пульсационной трубе, после того, как часть газа ушла в ресивер во время процесса внутреннего расширения газа;

M_{2p} – часть массы газа M_2 , оставшаяся в пульсационной трубе, после того, как часть газа ушла в ресивер во время процесса внутреннего расширения газа;

M_4 – масса газа, выталкиваемая из пульсационной трубы во время процесса выхлопа.

По рисунку 12 видно, что, начиная с процесса проталкивания и процесса внутреннего адиабатного расширения, возможно три варианта распределения газа в рабочей зоне:

1 режим. Во время процесса проталкивания и внутреннего адиабатного расширения часть остаточной массы M_1 уходит в ресивер, в пульсационной трубе остается M'_1 и M'_1 соответственно.

2 режим. Во время процесса проталкивания весь остаточный газ M_1 уходит в ресивер ($M'_1 = 0$), а затем, при внутреннем адиабатном расширении часть массы M_2 утекает в ресивер, в трубе остается M_{2p} .

3 режим. Во время внутреннего адиабатного расширения весь остаточный газ перетекает в ресивер ($M_{1p} = 0$).

В последних двух процессах 4-5 и 5-1 реализуется эффект охлаждения; разность температур $\Delta t_n = \bar{T} - T_T$ определяет полезную нагрузку устройства Q_{Π} , подводимую в теплообменнике. \bar{T} характеризует величину средней температуры порций газа, поступивших в теплообменник нагрузки во время выхлопа и выталкивания.

2.2 Граничные условия

Для выявления особенностей рабочего цикла разработана упрощенная модель с учетом следующих основных допущений:

Рабочее тело – идеальный газ.

Процессы в трубе происходят без перемешивания порций газа, а процессы в ресивере – с идеальным смешением.

Теплообмен в холодильнике, регенераторе и теплообменнике – идеальный.

Процессы в пульсационной зоне и ресивере протекают адиабатно, без теплообмена со стенками.

Тепловые потери в окружающую среду отсутствуют.

Влияние гидравлических сопротивлений и волновых эффектов не учитываются.

2.3 Задание параметров

В данном разделе мы произведем расчет КПО, рассмотренной в работе [13], при тех же геометрических параметрах и исходных условиях.

В таблице 1 приведены геометрические параметры и материалы элементов расчетной модели.

Таблица 1. Геометрические параметры и материалы элементов расчетной модели

Элемент	$V \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$	Материал
Предоохладитель	7,85	Медь
Регенератор	25	Фосфорная бронза
Теплообменник нагрузки	10	Латунь
Пульсационная труба	5,65	Сталь
Горячий холодильник	2,5	Медь
Ресивер	22,6	Чугун

В таблице 2 приведены исходные данные к расчету.

Таблица 2. Исходные данные к расчету

P_n , МПа	P_k , МПа	P_{p1} , МПа	T_1 , K	f , Гц	ω	$\frac{M, \text{ кг}}{\text{моль}}$	$\frac{C_p, \text{ Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	k	$\frac{R, \text{ Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{G, \text{ кг}}{\text{ч}}$	t , с
0.392	0.098	0,2	295	30	4	0.02898	1006	1.4	287	1.2	0.1

В работе можно выделить некоторые параметры, характеризующие рабочий процесс:

- приведенные параметры:

Отношение давлений в пульсационной трубе:

$$\sigma = \frac{P_n}{P_k},$$

где P_n – давление в конце процесса наполнения;

P_k – конечное давление.

Отношение давлений в ресивере:

$$\sigma_p = \frac{P_{p3}}{P_{p1}},$$

где P_{p3} – давление в момент проталкивания;

P_{p1} – давление в исходном состоянии.

Отношение объемов ресивера и трубы:

$$\omega = \frac{V_P}{V_{\text{пт}}},$$

где V_P – объем ресивера;

$V_{\text{пт}}$ – объем пульсационной трубы.

Отношение объемов регенератора и трубы:

$$\omega_{\text{рег}} = \frac{V_{\text{рег}}}{V_{\text{пт}}},$$

где $V_{\text{рег}}$ – объем регенератора;

$V_{\text{пт}}$ – объем пульсационной трубы.

Отношение объемов теплообменника и трубы:

$$\omega_T = \frac{V_T}{V_{\text{пт}}},$$

где V_T – объем теплообменника;

$V_{\text{пт}}$ – объем пульсационной трубы.

- температуры рабочего тела в теплообменнике нагрузки:

T_T – температура, до которой охлаждается рабочее тело в теплообменнике нагрузки (прямой цикл - рабочее тело движется из регенератора в теплообменник);

\bar{T} – средняя температура порций рабочего тела, поступающего в теплообменник нагрузки в течение выхлопа и выталкивания (обратный цикл - рабочее тело движется из пульсационной трубы в теплообменник).

T_T – температура рабочего тела, находящегося в холодильнике

2.4 Расчет давления, температуры и массы рабочего тела в точках цикла

Наполнение

В исходном состоянии рабочая зона (объем V) заполнена остаточным газом с массой M_1 , с температурой $T_1 = T_x$ при давлении $P_1 = P_k$. Температура в ресивере $T_{p1} = T_1$.

Найдем массу остаточного газа из уравнения состояния идеального газа:

$$M_1 = \frac{P_1 \cdot V}{R \cdot T_x} = \frac{P_1 \cdot V = M_1 \cdot R \cdot T_x \rightarrow 98000 \cdot 5,65 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 295} = 6,55 \cdot 10^{-6} \text{ кг.}$$

Остаточный газ, находившийся в пульсационной трубе, сжимается адиабатно. Следовательно, из уравнения Пуассона получаем:

$$\frac{T_{II}}{T_I} = \left(\frac{\vartheta_I}{\vartheta_{II}}\right)^{k-1} = \left(\frac{P_{II}}{P_I}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где $T_I = T_x$, $T_{II} = T_{2ад}$, $\vartheta_I = V_{рз}$, $\vartheta_{II} = V_1$, $P_{II} = P_H$, $P_I = P_K$.

Отсюда получаем выражение для объема V_1 и температуры остаточного газа $T_{2ад}$ в конце наполнения:

$$V_1 = V \cdot \sigma^{-\frac{1}{k}} = 5,65 \cdot 10^{-6} \cdot 4^{-\frac{1}{1,4}} = 2,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$T_{2ад} = T_x \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} = 295 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 438,4 \text{ К.}$$

$$\sigma = \frac{P_H}{P_K} = \frac{0,392}{0,098} = 4 - \text{отношение делений.}$$

Аналогично получаем выражение для объема вошедшей порции рабочего тела M_2 :

$$V_2 = V \cdot (1 - \sigma^{-\frac{1}{k}}) = 5,65 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 4^{-\frac{1}{1,4}}) = 3,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

Расход рабочего тела (воздуха) $G = G/t$, где t – время одного рабочего цикла КПМ. Отсюда получим массу вошедшей порции рабочего тела:

$$M_2 = G \cdot t = 1,008 \cdot \frac{0,1}{3600} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ кг.}$$

Из уравнения Клайперона-Менделеева найдем температуру вошедшей порции газа T'_2 :

$$T'_2 = \frac{P_2 \cdot V_2}{M_2 \cdot R} = \frac{392000 \cdot 3,55 \cdot 10^{-6}}{2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 287} = 173,5 \text{ К.}$$

Запишем уравнение теплового баланса для рабочей зоны в процессе 1-2:

$$C_p \cdot M_1 \cdot T_{2ад} + C_p \cdot M_2 \cdot T'_2 = C_p \cdot (M_1 + M_2) \cdot T_2,$$

Откуда, средняя величина температуры газа после окончания наполнения:

$$T_2 = \frac{M_1 \cdot T_{2ад} + M_2 \cdot T'_2}{(M_1 + M_2)} = \frac{6,55 \cdot 10^{-6} \cdot 438,4 + 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 173,5}{6,55 \cdot 10^{-6} + 2,8 \cdot 10^{-5}} = 223,7 \text{ К}$$

Газ, проходя через регенератор, охлаждается от температуры T_0 до T_t . В результате быстрого наполнения протяженного объема воз-

никает градиент температур по длине трубы. Поэтому допустимо считать, что после окончания процесса в рабочей полости существуют порции газа с различной температурой, средняя величина которой может быть найдена по зависимости [13]:

$$T_2 = T_T \cdot \frac{k}{1 + \frac{k \cdot T_T - T_x}{T_x} \cdot \frac{1}{\sigma}}$$

Из уравнения теплового баланса для рабочей зоны в процессе 1-2, с учетом уравнения для нахождения средней температуры, массы и объема рабочего тела в конце процесса наполнения, получаем соотношение для определения T_T :

$$T_T = \frac{T_2' \cdot (\sigma - 1)}{k \cdot (\sigma - \sigma^{\frac{k-1}{k}})} = \frac{173,5 \cdot (4 - 1)}{1,4 \cdot (4 - 4^{\frac{1,4-1}{1,4}})} = 147,9 \text{ K.}$$

Температура в ресивере $T_{p2} = T_{p1}$.

Проталкивание

В объем V поступает масса M_3 . В это же время часть горячей массы M_1 из рабочей зоны проталкивается через холодильник в ресивер.

Режим 1

Запишем уравнение теплового баланса для рабочей зоны в процессе 2-3:

$$C_p \cdot M_3 \cdot T_T + C_p \cdot M_2 \cdot T_2' + C_p \cdot M_1' \cdot T_{2ад} = C_p \cdot (M_3 + M_2 + M_1') \cdot T_3.$$

Из материального баланса для полости ресивера получаем выражение для M_3 :

$$M_3 = \frac{T_{p1} \cdot V \cdot \omega}{R \cdot T_T \cdot k} \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\sigma_p - 1) = \frac{20000 \cdot 5,65 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{287 \cdot 147,9 \cdot 1,4} \cdot \left(4^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right) = 6,79 \cdot 10^{-6} \text{ кг,}$$

где $\sigma_p = \frac{P_{p3}}{P_{p1}} = 1,06$ – отношение давлений в ресивере.

Из массового баланса ресивера находим M_1' массу остаточного газа, находящуюся в трубе:

$$M_1' = \frac{V}{R \cdot T_x} = \left[P_1 - P_{p1} \cdot \frac{\omega}{k} \cdot (\sigma_p - 1) \right] = \frac{5,65 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 295} \cdot \left[98000 - 200000 \cdot \frac{4}{1,4} \cdot (1,06 - 1) \right] = 4,25 \cdot 10^{-6} \text{ кг.}$$

Далее находим среднюю температуру в рабочей зоне в конце проталкивания T_3 :

$$T_3 = \frac{M_3 \cdot T_T + M_2 \cdot T_2' + M_1' \cdot T_{2\text{ад}}}{(M_3 + M_2 + M_1')} =$$

$$= \frac{2,26 \cdot 10^{-6} \cdot 147,9 + 2,83 \cdot 10^{-5} \cdot 173,58 + 4,25 \cdot 10^{-6} \cdot 438,4}{2,26 \cdot 10^{-6} + 2,83 \cdot 10^{-5} + 4,25 \cdot 10^{-6}} = 197 \text{ K.}$$

Или, решая эти уравнения совместно, находим T_3 по следующей формуле:

$$T_3 = \frac{\sigma}{\frac{P_{P1} \cdot \omega}{k \cdot P_1 \cdot T_x} (\sigma_p - 1) \left(\frac{T_x}{T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \frac{\sigma-1}{k \cdot T_T} + \frac{1}{T_x}} =$$

$$= \frac{200000 \cdot 4}{1,4 \cdot 98000 \cdot 295} (1,1 - 1) \left(\frac{295}{147,9} 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) + \frac{4-1}{1,4 \cdot 147,9} +$$

$$+ \frac{1}{295} = 197 \text{ K.}$$

Режим 2

$M_1' = 0 \rightarrow$ из массового баланса ресивера

$$\frac{V}{R \cdot T_x} \cdot \left[P_1 - P_{P1} \cdot \frac{\omega}{k} \cdot (\sigma_p - 1) \right] = 0 \rightarrow P_1 - P_{P1} \cdot \frac{\omega}{k} \cdot (\sigma_p - 1) \rightarrow$$

$$\sigma_p = \frac{P_1 \cdot k}{P_{P1} \cdot \omega} + 1 = \frac{98000 \cdot 1,4}{200000 \cdot 4} + 1 = 1,17.$$

Уравнение теплового баланса:

$$C_p \cdot M_3 \cdot T_T + C_p \cdot M_2 \cdot T_2' = C_p \cdot (M_3 + M_2) \cdot T_3 \rightarrow$$

$$M_3 = \frac{P_{P1} \cdot V \cdot \omega}{R \cdot T_T \cdot k} \cdot \sigma^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\sigma_p - 1) = \frac{200000 \cdot 5,65 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{287 \cdot 147 \cdot 1,4} \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot$$

$$\cdot (1,17 - 1) = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ кг};$$

$$T_3 = \frac{M_3 \cdot T_T + M_2 \cdot T_2'}{(M_3 + M_2)} = \frac{1,94 \cdot 10^{-5} \cdot 147 + 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 173}{(1,94 + 2,8) \cdot 10^{-5}} = 163 \text{ K.}$$

Газ, из рабочей зоны проталкивается через холодильник в ресивер, в котором происходит адиабатное сжатие рабочего тела, находившегося там ранее. Температура в ресивере P_{P3} находится из уравнения Пуассона, где

$$T_I = T_{P2} = T_{P1} = T_x, T_{II} = T_{P3}, P_I = P_{P2} = P_{P1}, P_{II} = P_{P3}.$$

Получаем:

$$T_{p3} = \left(\frac{P_{p3}}{P_{p1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{p1} = \sigma_p^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{p1} = 1,06^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 200000 = 299 \text{ K.}$$

Внутреннее адиабатное расширение

Впускной клапан закрыт – происходит внутреннее изотропное расширение в объеме V с дальнейшим отводом теплоты в холодильник и идеальное адиабатное сжатие газа в ресивере. В конце процесса давление во всех полостях выравнивается, его величина $P_4 = P_{p4}$.

Режим 1

Давление P_4 найдем из уравнения состояния идеального газа:

$$P_4 \cdot V = (M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot R \cdot T_4,$$

Где M_{1p} – масса остаточного газа M'_1 , не протолкнувшаяся в ресивер.

Ее величину можно вычислить из уравнения материального баланса для полости ресивера:

$$M_{1p} = \frac{V}{R \cdot T_x} \cdot \left[P_1 + \frac{\omega}{k} \cdot (P_{p1} - P_4) \right]$$

Тепловой баланс для полости ресивера записывается в виде:

$$C_p \cdot M_3 \cdot T_T + C_p \cdot M_2 \cdot T'_2 + C_p \cdot M_{1p} \cdot T_{2ад} = C_p \cdot (M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T'_3.$$

Где T'_3 – средняя температура перед началом расширения порций рабочего тела, которые остались в пульсационной зоне после окончания предыдущего процесса.

Среднюю температуру газов, находящихся в трубе найдем из уравнения Пуассона:

$$T_4 = T'_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Решая совместно вышеупомянутые уравнения, получаем уравнение для средней температуры T_4 и P_4 :

$$T_4 = \frac{\left[\frac{\omega \cdot (P_{p1} \sigma_p - P_{41-1})}{k} \sigma^{\frac{k-1}{k}} + P_1 \cdot \sigma \right] \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{P_{p1} \cdot \omega}{k \cdot T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + \frac{P_1}{k \cdot T_T} (\sigma - 1) + \frac{1}{T_x} \left[P_1 + \frac{\omega}{k} (P_{p1} - P_4) \right]}$$

$$P_4^{\frac{1}{k}} - \frac{P_{p1} \cdot \omega \cdot \sigma_p}{k \cdot P_1^{\frac{k}{k-1}}} + \frac{P_4 \cdot \omega}{k \cdot P_1^{\frac{k}{k-1}}} - (P_1 \cdot \sigma)^{\frac{1}{k}} = 0.$$

Корень уравнения $P_4 = 2,394 \cdot 10^5$ Па.

Далее находим M_{1p} :

$$M_{1p} = \frac{V}{R \cdot T_x} \cdot \left[P_1 + \frac{\omega}{k} \cdot (P_4 - P_{p1}) \right] =$$

$$= \frac{5,65 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 295} \cdot \left[98000 + \frac{4}{1,4} \cdot (200000 - 239400) \right] = 3,59 \cdot 10^{-6} \text{ кг.}$$

Затем находим T_3' :

$$T_3' = \frac{M_3 \cdot T_T + M_2 \cdot T_2' + M_{1p} \cdot T_{2ад}}{(M_3 + M_2 + M_{1p})} =$$

$$= \frac{3,59 \cdot 10^{-6} \cdot 438,4 + 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 173 + 7,9 \cdot 10^{-6} \cdot 147}{3,59 \cdot 10^{-6} + 2,8 \cdot 10^{-5} + 7,9 \cdot 10^{-6}} = 165,3 \text{ К.}$$

Далее находим T_4 :

$$T_4 = T_3' \cdot \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 165,3 \cdot \left(\frac{0,2394}{0,0392} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 139 \text{ К.}$$

Либо, минуя промежуточные вычисления, находим T_4 по формуле:

$$T_4 = \frac{\left[\frac{4 \cdot (200000 \cdot 1,1 - 2394000)}{1,4} 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} + 98000 \cdot 4 \right] \cdot}{\frac{200000 \cdot 4}{1,4 \cdot 147} 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,1 - 1) + \frac{98000}{1,4 \cdot 147} (4 - 1) +$$

$$\cdot \left(\frac{239400}{P_1 \cdot \sigma} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$\rightarrow \frac{1}{295} \left[98000 + \frac{4}{1,4} (200000 - 239400) \right] = 139 \text{ К.}$$

Режим 2

Аналогично предыдущему случаю получаем соотношения для:
- теплового баланса:

$$C_p \cdot M_3 \cdot T_T + C_p \cdot M_{2p} \cdot T_2' = C_p \cdot (M_3 + M_{p2}) \cdot T_3' \rightarrow$$

$$T'_3 = \frac{M_3 \cdot T_T + M_{2p} \cdot T'_2}{M_3 + M_{p2}} = \frac{7,95 \cdot 10^{-6} \cdot 147 + 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 173}{7,95 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6}} = 163 \text{ K.}$$

- массы газа, оставшейся в трубе, после окончания внутреннего адиабатного расширения:

$$M_{2p} = \frac{V}{R \cdot T_x} \cdot [\omega \cdot T_T (P_{p4} - P_{p1}) - T_x (P_4 - P_1) - k T_T P_1] = \frac{5,65 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 295} \cdot [4 \cdot 147 \cdot (2,56 - 2,0) \cdot 10^5 - 295(2,56 - 2,0) \cdot 10^5 - 1,4 \cdot 147 \cdot 0,98 \cdot 10^5] = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ кг.}$$

- давления P_4 :

$$P_4^{\frac{1}{k}} - \frac{P_{p1} \cdot \omega \cdot (\sigma_p - 1)}{k \cdot P_1^{\frac{k-1}{k}}} + \frac{(\sigma^{\frac{1}{k}} - 1)}{P_1^{\frac{k-1}{k}}} \left(P_1 - \frac{T_T (P_4 \omega - k P_1 - P_{p1} \omega)}{T_x (\sigma - 1)} \right) = 0.$$

$$P_4 = 2,56 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

- для определения T_4 :

$$T_4 = T'_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 163 \cdot \left(\frac{0,256}{0,392} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 137 \text{ K.}$$

Режим 3

$$\sigma_p = \left[\left(\frac{k}{\omega} + \frac{P_{p1}}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - \left(\sigma^{-\frac{1}{k}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{k P_1}{P_{p1} \omega} + 1 = \left[\left(\frac{1,4}{4} + \frac{200000}{98000} \right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(4^{-\frac{1}{1,4}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1,4 \cdot 98000}{200000 \cdot 4} + 1 = 1,12.$$

$M_{1p} = 0$ → из массового баланса ресивера.

$$\omega = \frac{k P_1}{P_4 - P_{p1}} = \frac{k P_1}{\left[\frac{P_{p1} \omega}{k P_1} (\sigma_p - 1) + \left(\sigma^{-\frac{1}{k}} - 1 \right) \right]^k P_1 - P_{p1}} \rightarrow$$

Уравнение теплового баланса:

$$C_p \cdot M_3 \cdot T_T + C_p \cdot M_2 \cdot T'_2 = C_p \cdot (M_3 + M_2) \cdot T'_3 \rightarrow T'_3 = \frac{M_3 \cdot T_T + M_2 \cdot T'_2}{M_3 + M_2} = \frac{1,94 \cdot 10^{-5} \cdot 147 + 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 173}{1,94 \cdot 10^{-5} + 2,8 \cdot 10^{-5}} = 168 \text{ K.}$$

$$P_4 = 2,45 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

$$T_4 = T'_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 168 \cdot \left(\frac{0,245}{0,392}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 135 \text{ К.}$$

Зависимости для Р4 найдены при условии, что натекание рабочего тела в трубу из объемов регенератора и теплообменника отсутствуют. Полагая, что в течение внутреннего адиабатного расширения температура в регенераторе и теплообменнике постоянная (они идеальны), величина натекания рабочего тела из регенератора и теплообменника:

$$\Delta M_{\text{рег}} = \frac{V_{\text{рег}}}{R \cdot T_{\text{см}}} \cdot (P_1 \cdot \sigma - P_4);$$

$$\Delta M_T = \frac{V_T}{R \cdot T_T} \cdot (P_1 \cdot \sigma - P_4),$$

где $T_{\text{см}}$ – среднemasсовая температура газа в регенераторе. Найдем ее по формуле [7]:

$$T_{\text{см}} = \frac{T_0 - T_T}{\ln \frac{T_0}{T_T}},$$

где

Где $T_0 = T_1 = T_x$.

Средняя температура порций, вошедших в пульсационную зону из теплообменника находится из соотношения [7]:

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_T}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Тогда уравнение теплового баланса рабочей полости в конце процесса расширения примет вид:

$$C_P \cdot (\Delta M_{\text{рег}} + \Delta M_T) \cdot T_{\text{ср}} + C_P \cdot (M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_4 =$$

$$C_P \cdot (\Delta M_{\text{рег}} + \Delta M_T + M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T'_4.$$

Находим T'_4 :

$$T'_4 = \frac{(\Delta M_{\text{рег}} + \Delta M_T) \cdot T_{\text{ср}} + (M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_4}{(\Delta M_{\text{рег}} + \Delta M_T + M_3 + M_2 + M_{1p})}.$$

Либо, решая уравнения совместно, получаем новое соотношение для T'_4 :

$$T'_4 = \frac{\left(\frac{\omega_{\text{пер}} \cdot T_T}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \omega_T\right) \frac{P_1 \cdot \sigma - P_4}{2} \left[1 + \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] + \left(\frac{\omega_{\text{пер}}}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \frac{\omega_T}{T_T}\right) (P_1 \cdot \sigma - P_4) + \frac{P_{p1} \omega}{k T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + \left[\frac{\omega \sigma^{\frac{k-1}{k}}}{k} (P_{p1} \cdot \sigma_p - P_4) + P_1 \cdot \sigma\right] \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{P_1(\sigma-1)}{k T_T} + \frac{P_1}{T_x} + \frac{\omega}{k T_x} (P_{p1} - P_4)},$$

где $\omega_{\text{пер}} = \frac{V_{\text{пер}}}{V}$ и $\omega_T = \frac{V_T}{V}$ – отношения объемов регенератора и трубы и теплообменника и трубы.

В этом случае выражение для P_4 :

$$\left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{\omega_{\text{пер}} \cdot T_T}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \omega_T\right) \frac{(P_1 \cdot \sigma - P_4)}{2} + \frac{\omega \sigma^{\frac{k-1}{k}}}{k} \cdot (P_{p1} \cdot \sigma_p - P_4) + P_1 \cdot \sigma\right] - P_4 + \left(\frac{\omega_{\text{пер}} \cdot T_T}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \omega_T\right) \frac{P_1 \cdot \sigma - P_4}{2} = 0$$

Для режима 1 получим значения:

Корень уравнения (27) $P_4 = 2,41 \cdot 10^5$ Па.

Далее находим натекания из регулятора и, еще раз находим массу M'_{1p} и вычисляем T'_4 , либо, минуя промежуточные вычисления, находим T'_4 из конечного уравнения. Получаем:

$$T_{\text{см}} = \frac{295 - 147}{\ln \frac{295}{147}} = 213 \text{ K};$$

$$T_{\text{ср}} = \frac{147}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{2,274 \cdot 10^5}{0,98 \cdot 10^5 \cdot 4}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right] = 137 \text{ K};$$

$$\Delta M_{\text{пер}} = \frac{0,000025}{287 \cdot 197,5} \cdot (98000 \cdot 4 - 227400) = 9,65 \cdot 10^{-6} \text{ кг};$$

$$\Delta M_T = \frac{0,00001}{287 \cdot 147} \cdot (98000 \cdot 4 - 227400) = 6,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг};$$

$$M'_{1p} = \frac{5,65 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 295} \cdot \left[98000 + \frac{4}{1,4} \cdot (200000 - 227400)\right] = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ кг};$$

$$T'_4 = \frac{(9,65 + 6,13) \cdot 10^{-6} \cdot 137 + (7,95 + 33,3 + 3,2) \cdot 10^{-6} \cdot 139}{(9,65 + 6,13 + 7,95 + 33,3 + 3,2) \cdot 10^{-6}} = 137 \text{ K.}$$

В процессе происходит адиабатное сжатие газа в ресивере. Температура в ресивере T_{p4} находится из уравнения Пуассона, где

$$T_1 = T_{p3}, T_2 = T_{p4}, P_1 = P_{p3}, P_2 = P_{p4}.$$

Получаем:

$$T_{p4} = \left(\frac{P_{p4}}{P_{p3}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{p3} = \left(\frac{2,274 \cdot 10^5}{2,0 \cdot 10^5}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 303,1 = 321 \text{ K.}$$

Выхлоп

Так как к началу выхлопа в трубе был остаточный газ, то средняя температура вышедшего из объема V и оставшегося в нем после выхлопа газа находится по формуле:

- режим 1:

$$T_5 = T_4 \cdot \frac{(P_4 + k \cdot P_1 - P_1)}{k \cdot P_4} = 139 \cdot \frac{(2,394 + 1,4 \cdot 0,98 - 0,98) \cdot 10^5}{1,4 \cdot 2,394 \cdot 10^5} = 127 \text{ K.}$$

- режим 2:

$$T_5 = 145 \cdot \frac{(2,56 + 1,4 \cdot 0,98 - 0,98) \cdot 10^5}{1,4 \cdot 2,56 \cdot 10^5} = 125 \text{ K.}$$

- режим 3:

$$T_5 = 135 \cdot \frac{(2,45 + 1,4 \cdot 0,98 - 0,98) \cdot 10^5}{1,4 \cdot 2,45 \cdot 10^5} = 124 \text{ K.}$$

- с учетом натекания рабочего тела из теплообменника на грузки и регенератора:

$$T_5 = 137 \cdot \frac{(2,274 + 1,4 \cdot 0,98 - 0,98) \cdot 10^5}{1,4 \cdot 2,274 \cdot 10^5} = 126 \text{ K.}$$

Выталкивание

Во время выхлопа и выталкивания к газу подводится полезная нагрузка, величина которой определяется разностью $T_T - \bar{T}_T$, где \bar{T}_T — средняя температура порций рабочего тела, поступающего в теплообменник на грузки в течение этих двух процессов.

Режим 1

Составим уравнение теплового баланса теплообменника:

$$C_p \cdot (M_3 + M_2) \cdot \bar{T} + C_p \cdot M_{1p} \cdot T_x + C_p \cdot M'_{1p} \cdot T_x =$$

$$C_p \cdot (M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_5 + C_p \cdot M'_{1p} \cdot T_x.$$

Где M'_{1p} – масса остаточного газа, прошедшего в ресивер в период проталкивания и внутреннего адиабатного расширения.

Далее выражаем \bar{T} :

$$\begin{aligned} \bar{T} &= \frac{(M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_5 + M'_{1p} \cdot T_x}{(M_3 + M_2)} = \\ &= \frac{((0,795 + 3,33 + 0,359) \cdot 137 - 295 \cdot 0,359) \cdot 10^{-5}}{(0,795 + 3,33) \cdot 10^{-5}} = 212,8 \text{ K}. \end{aligned}$$

$T_{p5} = T_{p4}$ – температура рабочего тела в ресивере.

Или, решая уравнения совместно, получаем зависимость для \bar{T} , минуя промежуточные шаги:

$$\begin{aligned} \bar{T} &= T_T \frac{\left[P_1 \cdot \sigma - \frac{\omega}{k} (P_4 - P_{p1} \cdot \sigma_p) \sigma^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{[P_4 + P_1(k-1)]}{P_4} - P_1 k +}{P_{p1} \omega \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + P_1 (\sigma - 1) + \omega (P_4 - P_{p1})} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{P_{p1} \omega \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + P_1 (\sigma - 1)}{P_{p1} \omega \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + P_1 (\sigma - 1)} = \\ &= 147 \frac{\left[98000 \cdot 4 - \frac{4}{1,4} (239400 - 200000 \cdot 0,11) 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] \cdot}{118000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,1 - 1) + 98000(4 - 1)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\left(\frac{239400}{98000 \cdot 4} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \frac{[239400 + 98000(1,4-1)]}{239400} - 98000 \cdot 4 +}{118000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,1 - 1) + 98000(4 - 1) + 4 \cdot (239400 - 200000)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{118000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,1 - 1) + 98000(4 - 1)}{118000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,1 - 1) + 98000(4 - 1)} = 121,8 \text{ K}. \end{aligned}$$

Режим 2

$$\begin{aligned} \bar{T} &= 147 \frac{\left[98000 \cdot 4 - \frac{4}{1,4} (256000 - 200000 \cdot 1,17) 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] \cdot}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,17 - 1) + 98000(4 - 1)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\left(\frac{256000}{98000 \cdot 4} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \frac{[256000 + 98000(1,4-1)]}{256000} - 98000 \cdot 4 +}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,17 - 1) + 98000(4 - 1)} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\rightarrow \frac{+4 \cdot (256000 - 200000)}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,17 - 1) + 98000(4 - 1)} = 120,3 \text{ K.}$$

Режим 3

$$\begin{aligned} \bar{T} &= 147 \frac{\left[98000 \cdot 4 - \frac{4}{1,4} (245000 - 200000 \cdot 1,24) 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,24 - 1) + 98000(4 - 1)} \rightarrow \\ &\cdot \frac{\left(\frac{245000}{98000 \cdot 4} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \frac{[245000 + 98000(1,4-1)]}{184700} - 98000 \cdot 4 +}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,24 - 1) + 98000(4 - 1)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{+4 \cdot (245000 - 200000)}{200000 \cdot 4 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} (1,24 - 1) + 98000(4 - 1)} = 119,1 \text{ K.} \end{aligned}$$

С учетом натекания рабочего тела из теплообменника нагрузки и регенератора:

$$\begin{aligned} C_P \cdot (\Delta M_{\text{пер}} + \Delta M_T) \cdot T_{\text{cp}} + C_P \cdot (M_3 + M_2) \cdot \bar{T}' + C_P \cdot M_{1p} \cdot T_x + \\ + C_P \cdot M'_{1p} \cdot T_x = C_P \cdot (\Delta M_{\text{пер}} + \Delta M_T + M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_5 + \\ + C_P \cdot M'_{1p} \cdot T_x. \end{aligned}$$

Тогда \bar{T}' находим из формулы:

$$\begin{aligned} \bar{T}' &= \frac{(\Delta M_{\text{пер}} + \Delta M_T + M_3 + M_2 + M_{1p}) \cdot T_5 - (\Delta M_{\text{пер}} + \Delta M_T) \cdot}{(M_3 + M_2)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\cdot T_{\text{cp}} - M'_{1p} \cdot T_x}{(M_3 + M_2)} = \frac{(0,795 + 3,33 + 0,359 + 0,965 + 0,613) \cdot}{(7,95 + 2,8) \cdot 10^{-6}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\cdot 10^{-5} \cdot 135 - (0,965 + 0,613) \cdot 10^{-5} \cdot 135,3 - 295 \cdot 0,32 \cdot 10^{-5}}{(7,95 + 2,8) \cdot 10^{-6}} = \\ &= 121,1 \text{ K.} \end{aligned}$$

Либо, решая уравнения совместно, получаем выражение для \bar{T}' , минувя промежуточные вычисления:

$$\bar{T}' = \frac{\left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_{\text{пер}} \cdot T_T}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \omega_T \right) (P_1 \cdot \sigma - P_4) \left[1 + \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \right.}{\left. \left(\frac{\omega_{\text{пер}}}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \frac{\omega_T}{T_T} \right) (P_1 \cdot \sigma - P_4) + \frac{P_{p1} \omega}{k T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + \frac{P_1 (\sigma - 1)}{k T_T} \right.} \rightarrow$$

$$\begin{aligned}
& + \left[\frac{\omega \sigma^{\frac{k-1}{k}}}{k} (P_{p1} \cdot \sigma_p - P_4) + P_1 \cdot \sigma \right] \left(\frac{P_4}{P_1 \cdot \sigma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \} \frac{[P_4 + P_1 k - P_1]}{k P_4} - \\
\rightarrow & \frac{\left(\frac{\omega_{\text{per}}}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \frac{\omega_T}{T_T} \right) (P_1 \cdot \sigma - P_4) + \frac{P_{p1} \omega}{k T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + \frac{P_1 (\sigma - 1)}{k T_T}}{\left[P_1 + \frac{\omega}{k} (P_{p1} - P_4) \right]} \rightarrow \\
\rightarrow & \frac{\left(\frac{\omega_{\text{per}}}{T_0 - T_T} \ln \frac{T_0}{T_T} + \frac{\omega_T}{T_T} \right) (P_1 \cdot \sigma - P_4) + \frac{P_{p1} \omega}{k T_T} \sigma^{\frac{k-1}{k}} (\sigma_p - 1) + \frac{P_1 (\sigma - 1)}{k T_T}}{\left[P_1 + \frac{\omega}{k} (P_{p1} - P_4) \right]}.
\end{aligned}$$

Полученные данные сведем в таблицу 3 и построим графики изменения температуры и давления в пульсационной трубе в течение рабочего цикла (рисунок 13, 14).

Таблица 3 - Изменение температуры, давления и массы рабочего тела в течение рабочего цикла

Исходное состояние					
M_1					
T_x, K		295			
$P_k, \text{МПа}$		0,098			
$M_1, \text{кг}$		$6,55 \cdot 10^{-6}$			
Наполнение					
M_2		M_1			
T_2, K		223,7			
$P_2, \text{МПа}$		0,392			
$M_2, \text{кг}$		$2,8 \cdot 10^{-6}$			
Проталкивание					
M_3		M_2		M_1	
2 режим		1 режим			
T_3, K	163	T_3, K	197		
$P_3, \text{МПа}$	0,392	$P_3, \text{МПа}$	0,392		
$M_3, \text{кг}$	$1,94 \cdot 10^{-5}$	$M_3, \text{кг}$	$6,8 \cdot 10^{-6}$		
$M'_1, \text{кг}$	0	$M'_1, \text{кг}$	$4,3 \cdot 10^{-6}$		
Внутреннее расширение					
M_3		M_2		M_{1p}	
2 режим		1 режим		3 режим	
T_4, K	137	T_4, K	139	T_4, K	135
$P_4, \text{МПа}$	0,256	$P_4, \text{МПа}$	0,2394	$P_4, \text{МПа}$	0,245
$M_{2p}, \text{кг}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$	$M_{1p}, \text{кг}$	$3,59 \cdot 10^{-6}$	$M_{1p}, \text{кг}$	0
σ_p	1,17	σ_p	1,06	σ_p	1,12
		T_4^*, K	137		
		$P_4^*, \text{МПа}$	0,241		
		$M_{1p}^*, \text{кг}$	$1,27 \cdot 10^{-6}$		
Выхлоп					
2 режим		1 режим		3 режим	
T_5, K	125	T_5, K	127	T_5, K	124
		T_5^*, K	126		
Выгаливание					
2 режим		1 режим		3 режим	
\bar{T}, K	120,3	\bar{T}, K	121,8	\bar{T}, K	119,1
		\bar{T}^*, K	121,1		

*- обозначает с учетом натекания рабочего тела из теплообменника и регенератора

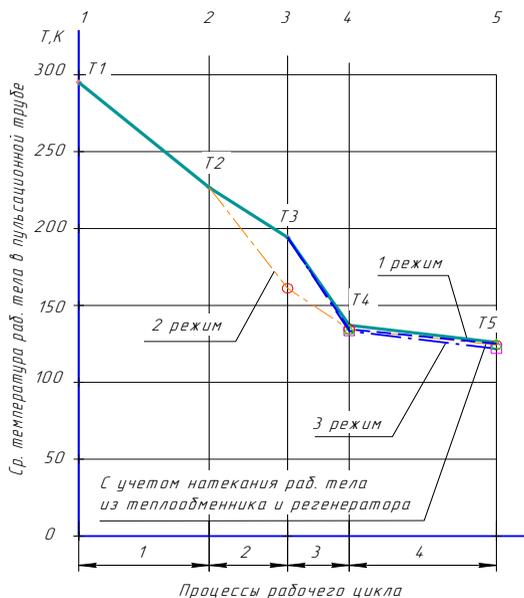


Рис.13. Изменение средней температуры в пульсационной трубе в течение рабочего цикла при разном распределении рабочего тела по элементам установки: 1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 - выхлоп

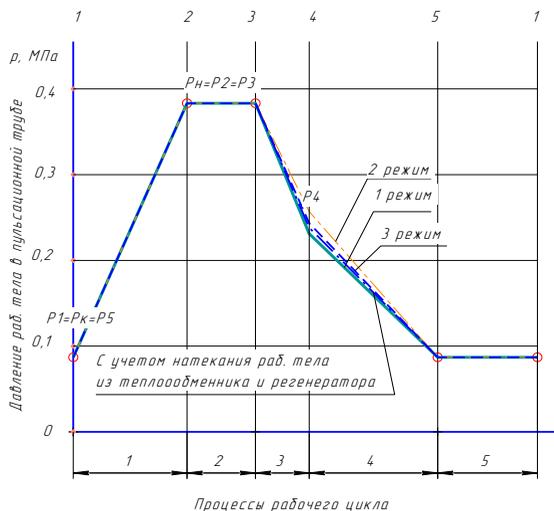


Рис. 14. Изменение давления в пульсационной трубе в течение рабочего цикла при разном распределении рабочего тела по элементам установки:
 1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп; 5 – выталкивание

Анализ графиков изменения средней температуры и давления в пульсационной трубе в течение рабочего цикла при разном распределении рабочего тела по элементам установки показывает, что решающий вклад в получение минимальной температуры охлаждения вносит процесс внутреннего адиабатного расширения и обратного сжатия. Таким образом, включение термодинамически более совершенных процессов внутреннего адиабатного расширения и обратного сжатия значительно повышает эффективность устройства и улучшает энергетические показатели машин.

Наиболее выгодным, с точки зрения эффективности работы охладителя, принимается режим №3, когда во время процесса внутреннего адиабатного расширения весь остаточный газ перетекает в ресивер ($M_{1p} = 0$). Данный характер зависимости температуры охлаждения по процессам цикла согласуется с [1] и рассматривается в качестве оптимального для достижения максимальной эффективности работы КПО.

2.5 Расчет холодопроизводительности, холодильного коэффициента, термодинамического КПД

Режим 1

Полезная холодопроизводительность устройства, эквивалентная теплоте определяется по формуле:

$$Q_{\Pi} = C_p(M_2 + M_3)(T_T - \bar{T})f = 1006(2,8 + 0,679) \cdot 10^{-5} \cdot (147,9 - 121,8) \cdot 30 = 27,4 \text{ Вт.}$$

Найдем холодильный коэффициент идеального цикла:

$$\varepsilon_{\text{ид}} = \frac{q_n}{l_{\text{min}}},$$

q_n – удельная холодопроизводительность;

l_{min} – минимальная работа сжатия в компрессоре.

$$q_n = c_p(T_T - \bar{T});$$

$$l_{\text{min}} = RT_0 \ln \sigma$$

Таким образом, получаем:

$$\varepsilon_{\text{ид}} = \frac{c_p(T_T - \bar{T})}{RT_0 \ln \sigma} = \frac{1006(147,9 - 121,8)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4} = 0,224.$$

Термодинамический КПД идеального прототипа равен

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{\varepsilon_{\text{ид}}}{\varepsilon_{\text{к}}} = \frac{c_p(T_T - \bar{T})(T_0 - T_T)}{R \cdot T_0 \cdot \ln \sigma \cdot T_T}$$

где, $\varepsilon_{\text{к}}$ – холодильный коэффициент цикла Карно.

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{1006(147,9 - 121,8)(295 - 147,9)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4 \cdot 147,9} = 0,223.$$

Режим 2

$$Q_{\Pi} = 1006(2,8 + 1,94) \cdot 10^{-5} \cdot (147,9 - 120,3) \cdot 30 = 39,5 \text{ Вт;}$$

$$\varepsilon_{\text{ид}} = \frac{1006(147,9 - 120,3)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4} = 0,237;$$

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{1006(147,9 - 120,3)(295 - 147,9)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4 \cdot 147,9} = 0,235.$$

Режим 3

$$Q_{\Pi} = 1006(2,8 + 0,679) \cdot 10^{-5} \cdot (147,9 - 119,1) \cdot 30 = 31,0 \text{ Вт;}$$

$$\varepsilon_{\text{ид}} = \frac{1006(147,9 - 119,2)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4} = 0,246;$$

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{1006(147,9 - 119,1)(295 - 147,9)}{286,7 \cdot 295 \cdot \ln 4 \cdot 147,9} = 0,245.$$

Результаты расчета сведены в таблицу 4.

Таблица 4. Результаты расчета

№ режима	$Q_{\text{п}}, \text{Вт}$	$\epsilon_{\text{ид}}$	$\eta_{\text{терм}}$
1	27,4	0,224	0,223
2	39,5	0,237	0,235
3	31,0	0,246	0,245

2.6 Сравнение полученных данных с зависимостями аналитической модели КПО

Для проверки правильности проведенных расчетов сравним результаты, полученные в предыдущем разделе с зависимостями, приведенными в [13] (рисунок 15, 16).

По результатам расчетов в [13] была построена теоретическая характеристика КПО $Q_{\text{п}} = f(T_{\text{Т}})$, которая рассчитывается по формуле:

$$Q_p = C_p (M_2 + M_3) (T_T - \bar{T}) f$$

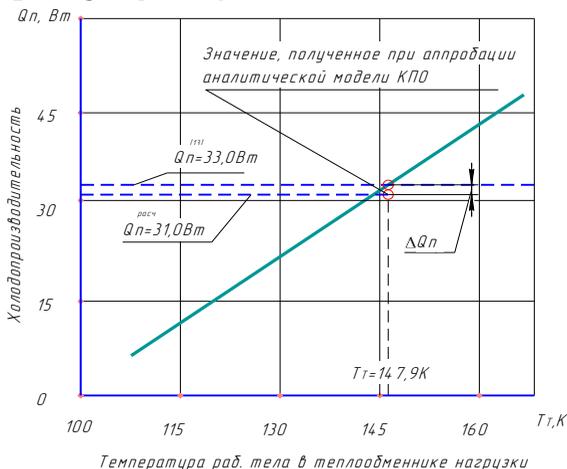


Рис.15. Сопоставление полученных результатов с теоретической расчетной характеристикой холодопроизводительности КПО [13]

Из рисунка 15 видно, что она имеет линейный характер.

На график расчетной холодопроизводительности КПО [13] нанесены значения температуры рабочего тела в теплообменнике нагрузки и холодопроизводительности для режима 3 ($M1p=0$), которому соответствует наибольшее охлаждение рабочего тела.

Наложение расчетных значений на график данной зависимости показывает хорошую сходимость с результатами исследования [13], с отклонением

$$\Delta Q_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}^{[1]} - Q_{\Pi}^{\text{расч}}}{Q_{\Pi}^{[1]}} = \frac{33 - 31}{33} \cdot 100\% = 6\%.$$

На рисунке 16 дана теоретическая кривая, полученная в [13], которая показывает изменение \bar{T} в зависимости от σ для $\omega = 4$ при фиксированных значениях $P_1 = P_K, P_{p1}$ и σ_p .

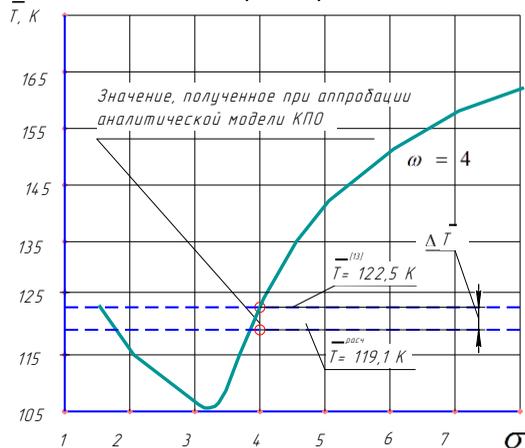


Рисунок 16 – Сопоставление полученных результатов на кривой изменения температуры охлаждения \bar{T} в зависимости от степени повышения давления в трубе σ

Расчетные значения, полученные в данной работе представленные на графике, соответствуют оптимальному режиму №3. Получено соответствие расчетных значений и динамике процессов рабочего цикла охладителя с погрешностью

$$\Delta \bar{T} = \frac{\bar{T}^{[1]} - \bar{T}^{\text{расч}}}{\bar{T}^{[1]}} = \frac{122,5 - 119,1}{122,5} \cdot 100\% = 2,8\%.$$

Таким образом, можно сделать вывод об удовлетворительной верификации результатов проделанных расчетов и об успешной апробации методики, описанной в [13].

Вывод к главе

1. Анализ графиков изменения средней температуры и давления в пульсационной трубе в течение рабочего цикла при разном распределении рабочего тела по элементам установки показывает, что решающий вклад в получение минимальной температуры охлаждения вносит процесс внутреннего адиабатного расширения и обратного сжатия. Таким образом, включение термодинамически более совершенных процессов внутреннего адиабатного расширения и обратного сжатия значительно повышает эффективность устройства и улучшает энергетические показатели машин.

2. Наиболее выгодным, с точки зрения эффективности работы охладителя, принимается режим №3, когда во время процесса внутреннего адиабатного расширения весь остаточный газ перетекает в ресивер ($M_{1p}=0$). Данный характер зависимости температуры охлаждения по процессам цикла согласуется с [13] и рассматривается в качестве оптимального для достижения максимальной эффективности работы КПО.

3. Проведенное сравнение полученных значений с результатами, приведенными в [13], свидетельствует об удовлетворительной верификации результатов проделанных расчетов и об успешной апробации методики.

3. Численное моделирование процессов в криогенном пульсационном охладителе с помощью САЕ-систем

В данном разделе описывается уравнение сохранения энергии, которое является основным уравнением, приведенным к дискретному виду и решенным в теплообменных модулях в CFD-ACE+. Физические процессы, описанные данным уравнением, в полной мере учтены в модулях CFD-ACE+[14].

Закону сохранения энергии подчинены все процессы выделения, поглощения и превращения энергии. Конкретные формы, принятой в теплообменных модуля в CFD-ACE+ является общая энтальпия.

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} H) = \nabla(k_{eff} \nabla T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\vec{v} \vec{\tau}) + \rho \vec{v} \left(\sum_i^{nForces} f_i \right) + \sum_{i=1}^{nForces} S_{Hi}$$

где ρ – плотность, H – полная энтальпия, t – время, \vec{v} – вектор скорости, k_{eff} – коэффициент обозначает эффективной теплопроводности (в том числе ламинарного), T – температура, p – давление, $\vec{\tau}$ – вязкий тензор напряжений, \vec{f}_i – тело вектор силы от силы источника, S_{Hi} – влияние энергии источника.

Общая (или стагнации) энтальпия, H , связана с другими термодинамическими свойствами по следующим определяющим соотношениям:

$$H = E + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2),$$

в которой E – статическая внутренняя энергия, p – давление, ρ – плотность, u, v и w – компоненты вектора скорости в x, y, z – координатах.

Первое слагаемое в уравнения представляет скорость накопления суммарной энтальпии (которая включает в себя скорость накопления, внутренняя энергии скорости нарастания давления, $(E = e + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2))$ взятые вместе, в виде суммы). Второе слагаемое в уравнении отражает конвективный перенос энтальпии, и это включает в себя нетто-скорость оттока общей внутренней энергии, а также скорость

работы с помощью давления. Первое выражение в правой части уравнения представляет собой скорость, при которой тепловая энергия транспортируется из окружения через механизм проводимости, как закон Фурье теплообмена. Второе слагаемое в правой части представляет скорость увеличения давления. Третье слагаемое в правой части представляет скорость работы вязких напряжений. W представляет собой скорость, при которой работа выполняется. Третье слагаемое в правой части уравнения, которое представляет скорость, с которой выполнена работа по вязким напряжениям сил в свою очередь, может быть разделен на два условия, а именно:

$$\nabla(\vec{v}\vec{\tau}) = \vec{v}(\nabla\vec{\tau}) + \vec{\tau}\nabla\vec{v}$$

Первое условие после знака равно представляет собой скорость, при которой “полезная” работа ведется в вязких напряжениях. Эта “полезная” работа может привести к увеличению кинетической энергии, увеличение потенциальной энергии, или в любой другой (потенциально обратимые) формы энергии. Второе слагаемое в правой части уравнения представляет собой скорость рабочего тела.

Конкретные формулы, применяемые для расчета k_{eff} при любой модели турбулентности активной следующим образом:

$$k_{eff} = k_i + \frac{\mu_t C_p}{Pr_t},$$

где k_{eff} коэффициент ламинарный или молекулярной проводимости, и где второй термин обозначает турбулентной проводимости, с турбулентной вязкости и удельная теплоемкость при постоянном давлении в числителе, и турбулентное число Прандтля в знаменателе. Для чисто ламинарных потоков, второе слагаемое равно нулю. Для потоков с нескольких видов или нескольких жидкостей, условия ρH и обозначим средние значения за виды или жидкостей, участвующих. В частности, для нескольких видов, мы имеем соотношение:

$$\rho H = \sum_{i=1}^{nSpecies} \rho_i H_i$$

где ρ_i — парциальной плотность i , где H_i — общая энтальпия $H_i = e_i + \frac{p_i}{\rho_i} + \frac{1}{0}(u_i^2 + v_i^2 + w_i^2)$,

где e_i –внутренняя энергия, где p_i –парциальное давление, где ρ_i –плотность, где $u_i, v_i, w_i,$ - скорости в x, y и z координат направления.

$$\vec{v}_i = \vec{v}_i^c + \vec{v}_i^d;$$

$$\vec{v}_i^d = \frac{\vec{J}_i^c + \vec{J}_i^T}{\rho_i};$$

$$pH = \rho_1(1 - F)H_1 + \rho_2(F)H_2;$$

$$p\vec{v}H = \rho_1\vec{v}(1 - F)H_1 + \rho_2\vec{v}(F)H_2,$$

где ρ_1 и ρ_2 –плотности жидкости 1 и 2, соответственно, где H_1 и H_2 –общее энтальпий жидкости 1 и 2, соответственно, а F –объемная доля (по Конвенции отношение объема жидкости 2 к сумме объемов жидкостей 1 и 2).

$$\rho H = \rho_1 a_1 H_1 + \rho_2 a_2 H_2;$$

$$\rho \vec{v} H = \rho_1 a_1 H_1 \vec{v}_1 + \rho_2 a_2 H_2 \vec{v}_2,$$

где ρ_1 и ρ_2 –плотности жидкости 1 и 2, где H_1 и H_2 –общее энтальпий жидкости 1 и 2.

Для разработки расчетной модели охладителя на основе пульсационной трубы за основу взята конструкция холодильной установки Диона [15]. Для моделирования термоакустического охладителя была построена его двухмерная модель по размерам, указанным в таблице 5.

Таблица 5. Исходные параметры рассчитываемой модели

	Элемент	Радиус, м	Длина, м	Толщина стенки, м
А	Компрессор	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-2}$	-
Б	Передающая труба	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-3}$
В	Входной теплообменник	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
Г	Регенератор	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
Д	Холодный теплообменник	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
Е	Пульсационная труба	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-1}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
Ж	Горячий теплообменник	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
З-И	Инерционная труба	$1,93 \cdot 10^{-3}$	1,5	$1,25 \cdot 10^{-3}$
К	Ресивер	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-3}$

Исходные параметры модели на входе приведены в таблице 6.

Таблица 6. Исходные параметры модели на входе

Величина	Значение
Среднее давление газа, МПа	1,41; 1,74; 2,2; 3,1
Частота, Гц	55; 65; 75
Температура газа, К	293
Ход поршня, мм	2,1; 1,95; 1,75; 1,5

Затем были проведены настройки граничных условий в соответствии с таблицей 7.

Таблица 7. Граничные условия

	Элемент	Граничные условия	Пористость	Материал
А	Компрессор	adiabatic	-	Сталь
Б	Передающая труба	$h = 20 \text{Вт/м}^2\text{К}$	-	Сталь
В	Входной теплообменник	$T = 293^{\circ}\text{К}$	0,774	Медь
Г	Регенератор	adiabatic	0,72	Сталь
Д	Холодный теплообменник	adiabatic	0,774	Медь
Е	Пульсационная труба	adiabatic	-	Сталь
Ж	Горячий теплообменник	$T = 293^{\circ}\text{К}$	0,774	Медь
З-И	Инерционная труба	adiabatic	-	Медь
К	Ресивер	adiabatic	-	Сталь

Для имитации колебаний поршня компрессора была использована модель динамичной сетки.

Методика проведения моделирования указана в таблице 8.

Таблица 8. Граничные условия

№ модели	Давление, Па	Рабочее тело	Частота, Гц	Ход поршня, мм
1	$1,41 \cdot 10^6$	гелий	55	2,1
2	$1,41 \cdot 10^6$	гелий	65	2,1
3	$1,41 \cdot 10^6$	гелий	75	2,1
4	$1,74 \cdot 10^6$	гелий	55	1,95
5	$1,74 \cdot 10^6$	гелий	65	1,95
6	$1,74 \cdot 10^6$	гелий	75	1,95
7	$2,2 \cdot 10^6$	гелий	55	1,75
8	$2,2 \cdot 10^6$	гелий	65	1,75
9	$2,2 \cdot 10^6$	гелий	75	1,75
10	$3,1 \cdot 10^6$	гелий	55	1,5
11	$3,1 \cdot 10^6$	гелий	65	1,5
12	$3,1 \cdot 10^6$	гелий	75	1,5

Для моделирования термоакустического охладителя была построена его двухмерная модель по размерам, указанным в таблице 5.

3.1 Запуск подпрограммы ESI GEOM

Первый этап состоит в построение и разбиение на сетку модели для расчета в ESIGEOM.

Её запуск осуществляется нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе или из меню «Пуск» ОС Windows (рисунок 17):

ППуск – Все программы – *ESIGroup* – *AdvancedCFD* – *ESIGEOM*

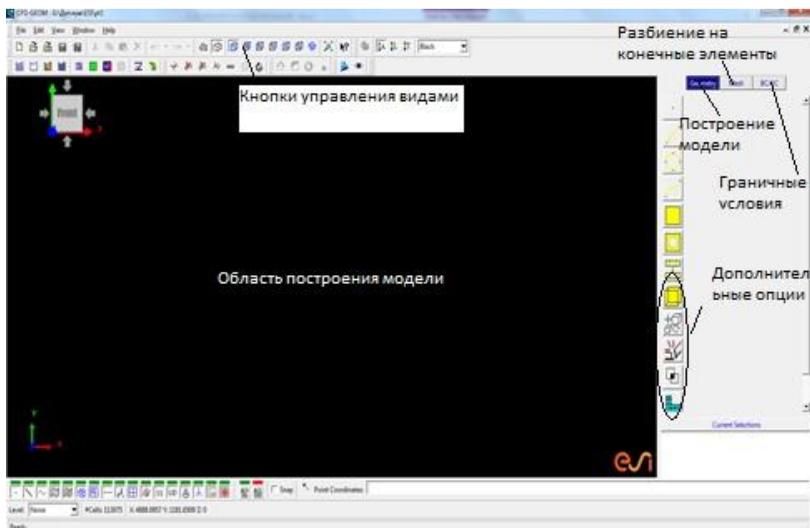


Рис.17. Рабочее окно программы ESI GEOM

Построение базовых точек.

Меню построения точек по координатам вызывается в главном меню с помощью программы команды:

Geometry – Point Creation Options – Coordinates.

В появившемся меню в поле *Point Creation* следует ввести координаты требуемой точки, например, (0; 0; 0.) Подтверждается построение точки нажатием кнопки *Apply*. Аналогичным способом следует ввести все точки из таблицы 10 координат профиля термоакустической установки, включая координаты центров.

В случае ошибки, действие можно отменить с помощью кнопки  (*Deleteentities*). Увидеть все построенные точки можно с помощью кнопки  (*CenterandFidview*).

Построение контура профиля термоакустической установки.

Профиль модели образован отрезками и двумя дугами окружностей (рисунок 35). Начинать построение удобно с отрезков. Для этого необходимо вызвать соответствующее меню командой:

Geometry – Line Creation – Create line.

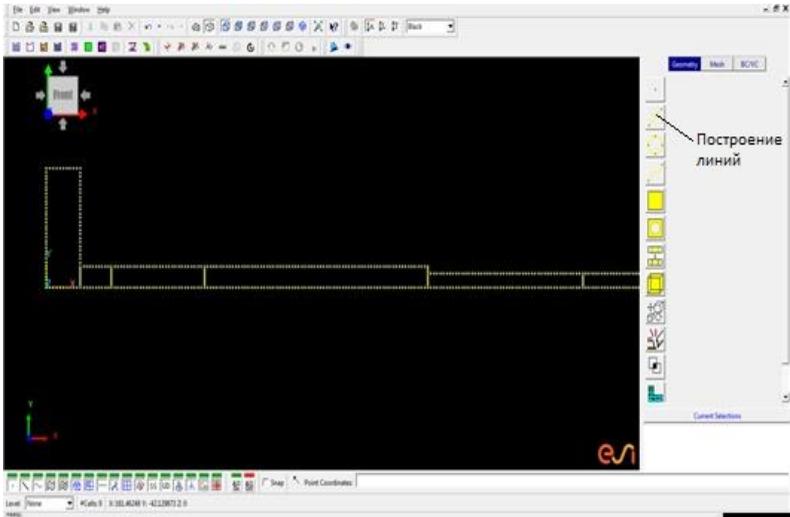


Рис.18. Построение профиля термоакустической установки

Для построения контура воспользуемся левой клавишей мыши и нажатой клавишей *Shift* на клавиатуре выбрать соответствующие точки, которые нужно соединить. Для принятия действий нажмите кнопку *Apply*.

Подобную операцию выполним для участков профиля с прямыми отрезками.

Следующим этапом строятся дуги. Для этого нужно вызвать меню построения дуг (рисунок 18).

Geometry – Conic creation – 3 – point arc.

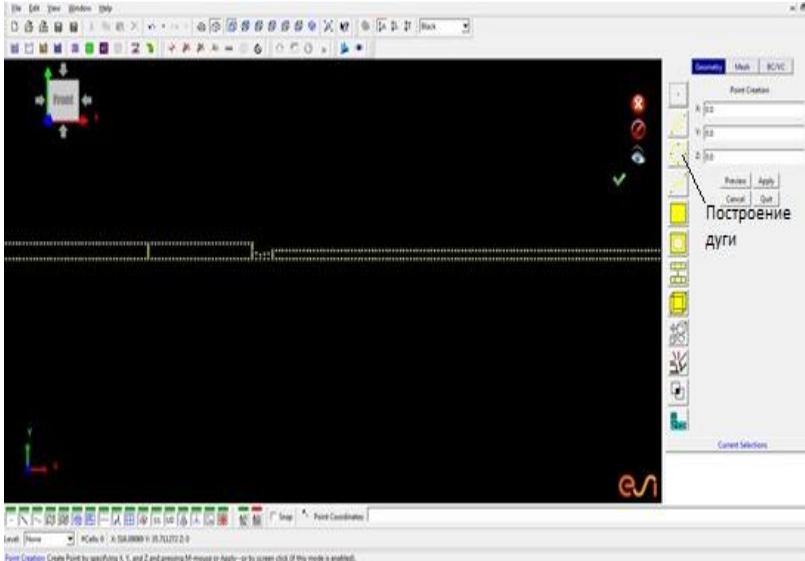


Рис.19. Построение дуги окружности (профиль дресселя)

Построение поверхности. Создание конечно-элементной сетки.

Основой для построения конечно-элементной сетки двумерной модели является поверхность. Она строится с помощью меню построения поверхности:

Mesh – Edgeoptions – Create/Edittedge.

После включения команды *Create/Edittedge* с помощью мыши выбираем линии, образующие замкнутый контур расчетной области (рисунок 19). Для построения поверхности следует нажать кнопку *Apply*. В результате на линиях контура модели появятся точки разбивки.

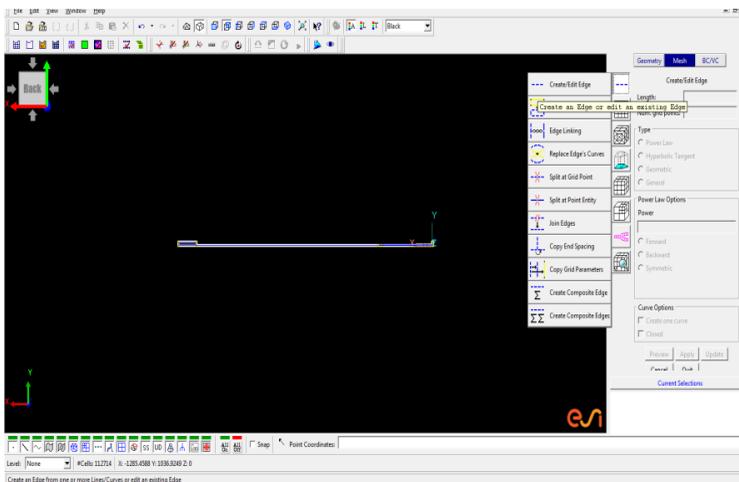


Рис.20. Окно меню построения поверхности

Важно, чтобы количество точек, образуемых на линиях области были симметричны.

После формируем поверхности расчетных областей:

Mesh – Structured Face Options – Face From Edge.

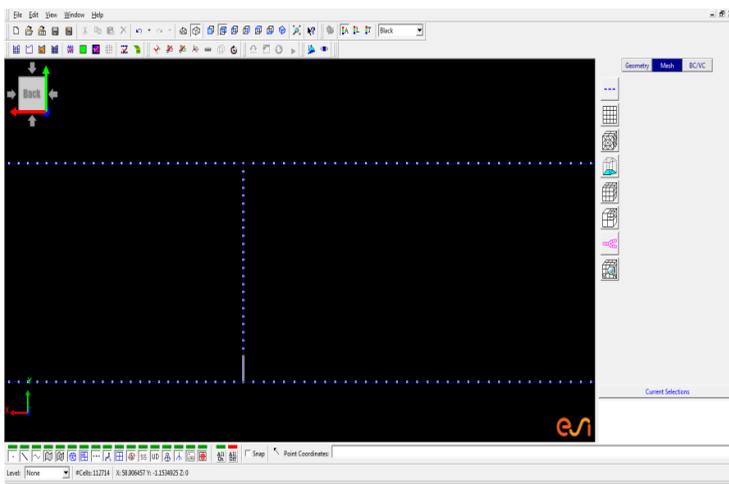


Рис.21. Образование поверхности расчетной области

Левой кнопкой мыши и зажатой клавишей *Shift* выделяем линии поверхности и подтверждаем выбор кнопкой *Apply* или нажатием на кнопку прокрутки мыши (рисунок 21).

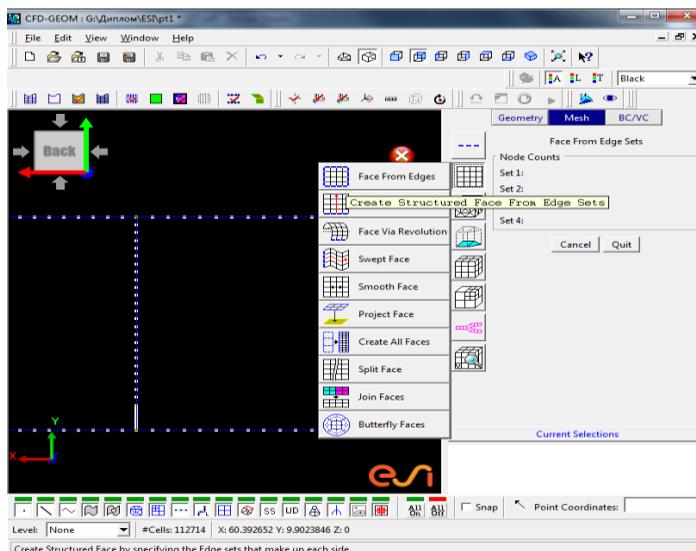


Рис. 22. Окно меню создания поверхности

Такие же действия совершаем с оставшимися линиями расчетной области.

Если при выделении линий расчетной области они оказались симметричными, как показано на рисунке 20, то сетка будет сформирована.

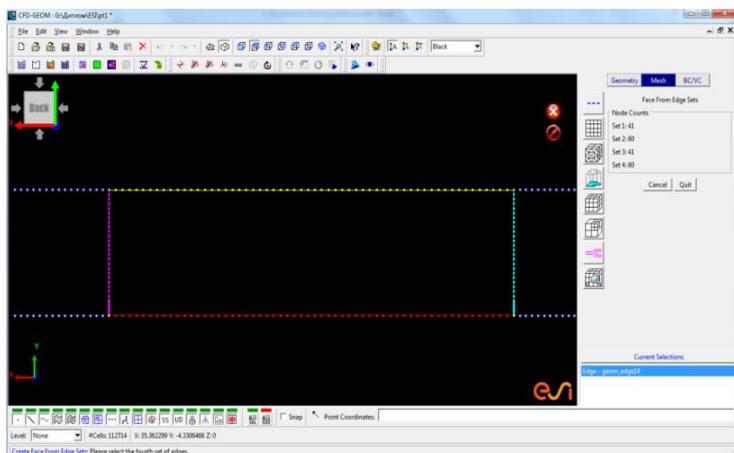


Рис.23. Выделение расчетной области для формирования сетки

Если же они будут различать, то необходимо будет повторить создание линий поверхностей (рисунок 21).

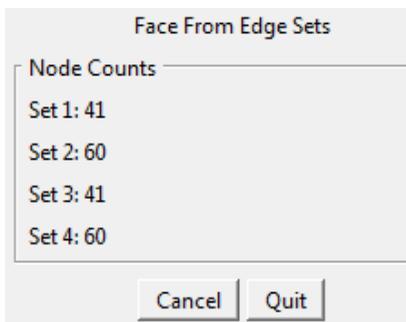


Рис.24. Создание поверхности рабочей области

После формирования сетки необходимо произвести действия по созданию двухмерных блоков расчетных областей модели (рисунок 22):

Mesh – Structured and Semi – Structured Domain options – Block From Faces.

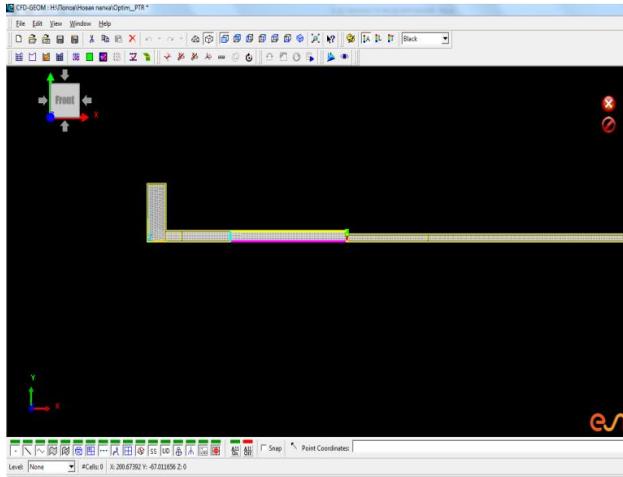


Рис.25. Создание сеточной модели

Для создания блоков расчетной области (рисунок 23) необходимо навести курсор мыши на сформированную область сеточной модели нажать на левую кнопку мыши. Для подтверждения выбора нажимаем на кнопку *Apply*.

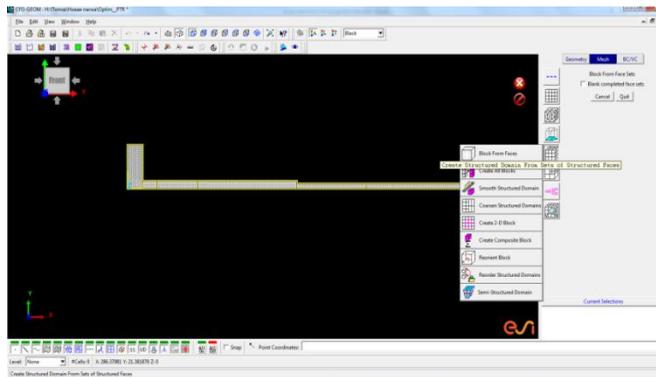


Рис.26. Формирование двухмерных блоков расчетной модели

Указание граничных условий.

В программе ESIGEOM осуществляется предварительное указание линий поверхностей расчетной области, к которым будут приложены граничные условия. Численные значения задаются в подпрограмме ESIACE.

Поверхности, которые не будут указаны как граничные, по умолчанию считаются стенками (WALL) к ним применятся соответствующее граничное условие стенки. Указанный в подпрограмме ESI-GEOM тип граничного условия в случае ошибок или изменения стратегии решения можно поменять во ESIACE.

Для выхода в меню задания граничных условий следует нажать следующие кнопки:

$\frac{BC}{VC}$ (*Basic Boundary and Volume Condition Assignment*) –
 – *Boundary Conditions.*

Поскольку решаемая задача двухмерная, то граничные условия будут задаваться на линиях.

Для создания граничных условий наводим курсор мыши на линию рабочей области и нажатием на левую кнопку мыши выделяем ее. После выделения появиться окно меню (рисунки 27).

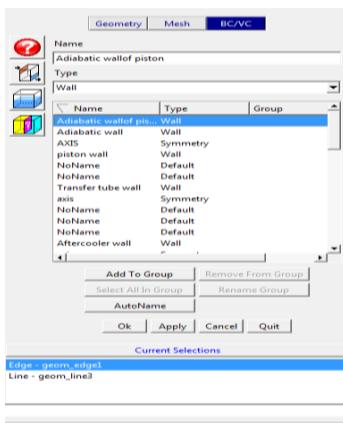


Рис.27. Окно меню Boundary conditions

В графе *Name* даем имя выделенной области, названия даем латинскими буквами. Ниже в *Type* указываем тип области, как показана на рисунке 27 (стенка, ось, вход, выход и т.п.).

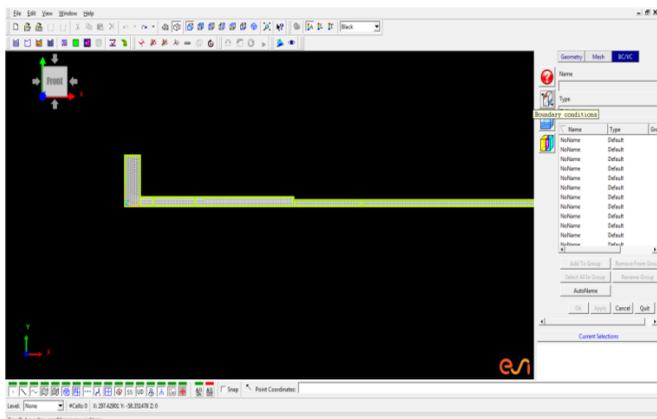


Рис.28. Окно меню Boundaryconditions

Следующим этапом указываем рабочее тело, находящиеся в нашей модели.

BC/VC – VolumeConditions.

В нашей модели в качестве рабочего тела является гелий

С помощью левой кнопки мыши и нажатой клавишей *Shift* указываем области с рабочим телом. В графе *Type* устанавливаем *Fluid* (жидкость).

На рисунке 29 показано назначение вида рабочего тела.

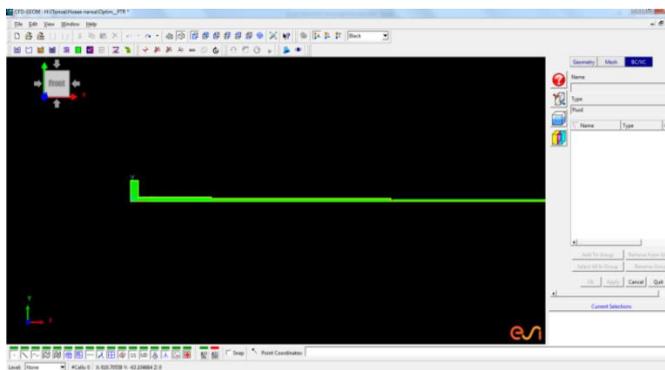


Рис.29. Назначение вида рабочего тела

Сохранение модели ESIGEOM.

Сохранение модели ESIGEOM для редактирования или для каких-либо иных действий производится с помощью команды:

File – Save.

Сохраняем 2D-модель в формате .DTF.

Закрываем программу ESIGEOM.

Закрываем программу осуществляется командой:

File – Quit.

Перед закрытием программы появится окно, предлагающее сохранить модель. Для того чтобы это сделать, нужно нажать кнопку *Yes*. В противном случае нужно нажать *No*.

Закрываем окно программы стандартным образом в *OC Windows* помощью крестика в верхнем правом углу.

3.2 Запуск программы ESIACE и ее особенности

Дальнейшие действия с расчетной моделью: задание граничных условий, настройка параметров решателя, решение и обработка результатов производится в подпрограмме ESIACE.

Запуск осуществляется нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе или из меню «Пуск» *OC «Windows»*.

Пуск – Все программы – *ESIGroup – AdvancedCFD – ESIACE*.

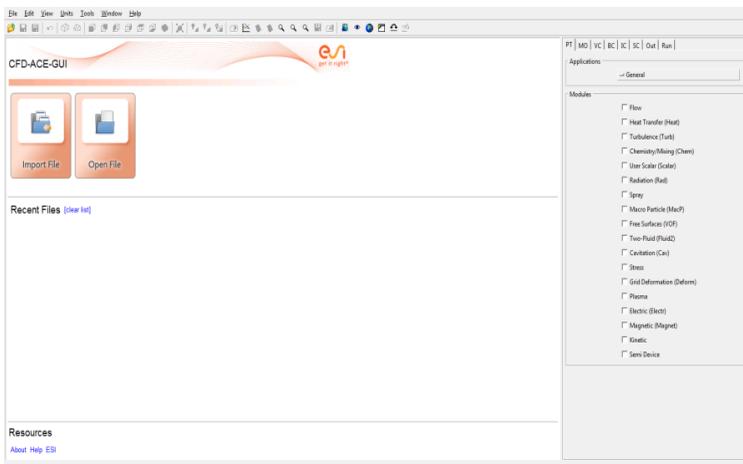


Рис.30. Рабочее окно подпрограммы ESI ACE
 На рисунке 30 показано рабочее окно подпрограммы ESIACE.

Окно программы достаточно простое и состоит из трех основных элементов:

- главное меню, через которое осуществляется доступ ко всем командам и меню программы;
- окна сообщений, где находится командная строка и отображаются результаты выполнения команд;
- графических окон, в которых отображаются результаты расчета и построений. Число графических окон может быть любым, но удобнее использовать не более трех.

Расчетную модель можно загрузить из папки, где она была сохранена, либо перейти из подпрограммы ESIGEOM нажав кнопку на панель главного меню



- *Launch CFD – (ACE/FASTRAN) - GUI.*

В результате выполнения команды появится графическое окно, в котором будет изображена расчетная сетка или выбранные элементы модели (рисунок 31).

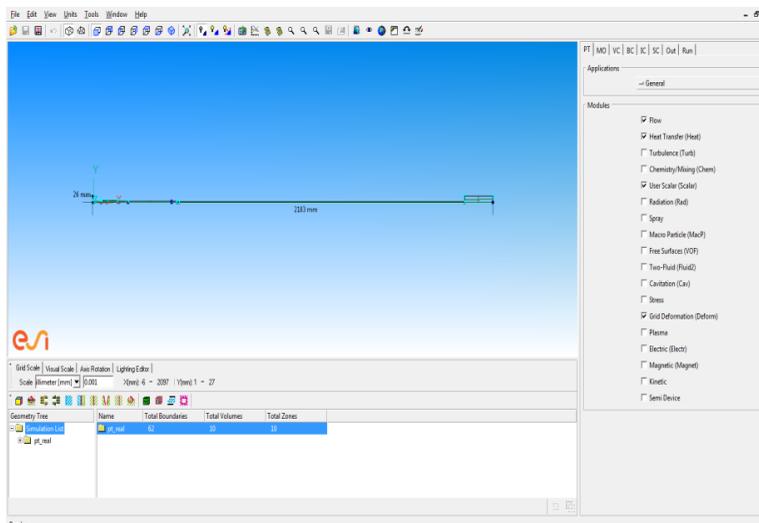


Рис. 31. Рабочее окно ESI ACE с загруженной расчетной моделью

Для того чтобы произвести просмотр конечно-элементную сетку нужно использовать мышь. Движение мыши с нажатой левой кнопкой вызывает сдвиг модели. Движение мыши с нажатой средней кнопкой вызывает увеличение либо уменьшение масштаба. Движение мыши с нажатой правой кнопкой мыши вызывает перемещение модели.

На рисунке 32 показаны кнопки главного меню ESIACE.



Рис. 32. Кнопки главного меню ESI ACE

Задание опций решателя.

В качестве первого действия при описании расчетной модели следует выбрать модуль расчета.

ProblemType – Modules.

Для нашей расчетной модели выбирай модуль расчета:
Закон сохранения масс:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0.$$

Уравнение действия поверхностных сил:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} u) = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{M_x};$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} v) = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{M_y};$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} w) = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + S_{M_z}.$$

Уравнение деформации сетки:

$$\mu u_{j,ji} + (\lambda + \mu) u_{j,ji} + f_j = 0.$$

Turbulence (турбулентность)

$$Re_t = \frac{k^2}{v\varepsilon}.$$

GridDeformation (деформация сетки):

$$\mu u_{j,ji} + (\lambda + \mu) u_{j,ji} + f_j = 0.$$

В модуле *ModelOptions* устанавливаем, что модель симметрична (*Axisymmetric*) указываем ось. Указываем время равное одной итерации, точность времени. Для расчета используем уравнение Кранка-Николсона.

$$\frac{f_i^{n+1} - f_i^n}{\Delta t} = k \left(\beta \frac{f_{i+1}^{n+1} - 2f_i^{n+1} + f_{i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} + (1 - \beta) \frac{f_{i+1}^n - 2f_i^n + f_{i-1}^n}{\Delta x^2} \right)$$

На рисунке 33 показано окно модуля *ModelOptions*.

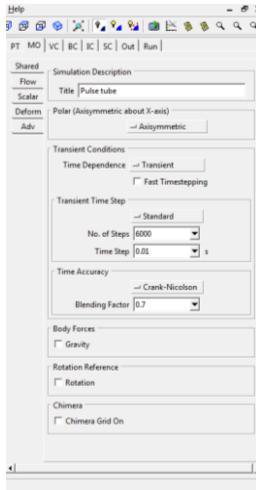


Рис.33. Окно модуля Model Options

Продолжаем работу в модуле *Model Options*. Переходим в подмодуль *Flow* (рисунок 34).

Model Options – Flow – Pressure – Reference Pressure.

В данной графе задаем давление, при котором будет происходить расчет модели.

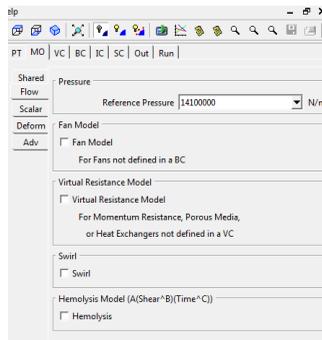


Рис.34. Подмодуль Flow

Так как модель рассчитывается для изучения и получения экстремальных температур, необходимо задать процессы, происходящие в рабочих областях. Для этого переходим в модуль *Volume Conditions*. В этом модуле задаем параметры пористости. Уравнение используемое при расчете:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon\rho) + \nabla \cdot (\varepsilon\rho U) = 0.$$

Дополнительно может указываться характер пористости в зависимости от величины пор: мелкопористость, крупнопористость.

Поры, как правило, заполнены вакуумом или газом с плотностью, значительно меньшей, чем истинная плотность материала образца. В этом случае величина пористости не зависит от истинной плотности материала, а зависит только от геометрии пор.

Volume conditions – Properties – Porous media –

– выбираем области с пористостью:

Входной теплообменник (В), Регенератор (Г), Холодный теплообменник (Д), Горячий теплообменник (Ж).

С помощью левой кнопкой мыши с зажатой клавишей *Ctrl* выделяем перечисленные области и нажимаем на галочку в окне *Porous Media*:

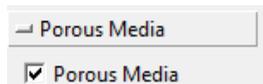


Рис. 35. Окно *PorousMedia*:

После чего откроется подмодуль *PorousMedia* (рисунок 36).

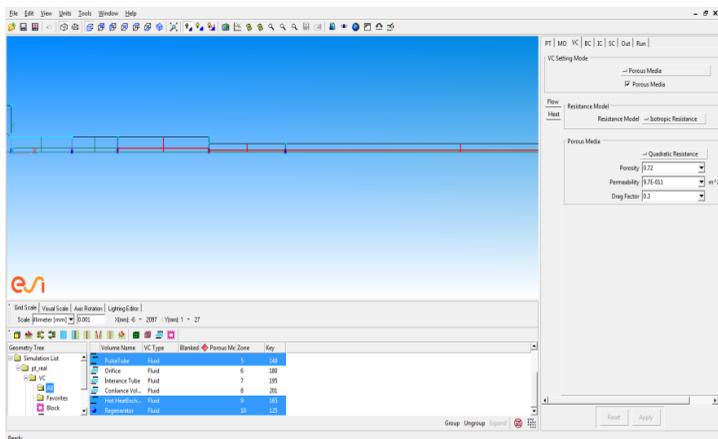


Рис.36. Подмодуль PorousMedia – Flow

Он состоит из двух отделов: *Flow* и *Heat*.

В отделе *Flow* задаем параметры пористости 0,774; проницаемость $4,08E-008 \text{ м}^2$ и фактор сопротивления 0,2. В отделе *Heat* задаем коэффициенты: теплопроводность 392 W/mK, теплоемкость 380 Дж/кгK, плотность 8950 кг/м³. (рисунок 37)

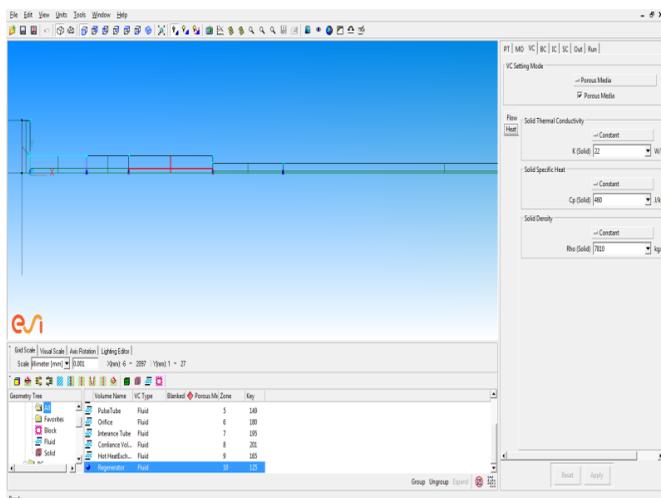


Рис.37. Подмодуль PorousMedia – Heat

В регенераторе коэффициенты отличаются. В отделе *Flow* задаем параметры пористости 0,72; проницаемость $9,7E-011 \text{ м}^2$ и фактор сопротивления 0,3. В отделе *Heat* задаем коэффициенты: теплопроводность 22 W/mK , теплоемкость 460 Дж/кгК , плотность 7810 кг/м^3

После для подтверждения вводимых данных нажимаем кнопку *Apply*.

Далее переходим в модуль *BC (Boundary Conditions)* (рисунок 54). В нем необходимо задать движение поршня.

BC – левой кнопкой мыши обозначаем стенку поршня – *Deform – Prescribed Displacement* – галочку напротив *Translation*.

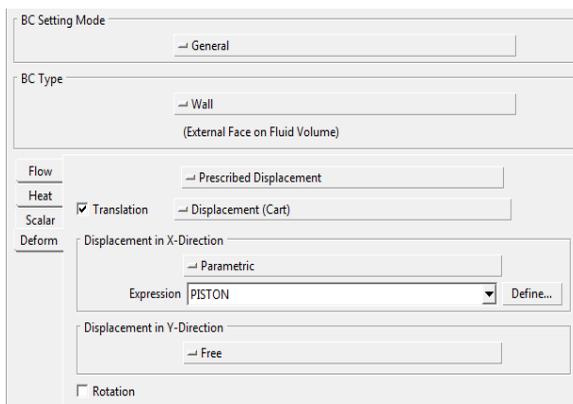


Рис.3835. Окно меню *BC*

Далее нажимаем на кнопку *Define*. В данном окне мы задаем уравнение движение поршня и его частоту. Так как расчет модели будет производить при 4 давлениях, а, следовательно, и скорость движения поршня и частота будет на разных режимах разная. На рисунке 38 изображено окно меню *Boundary conditions*.

Данные приведены в таблице 9.

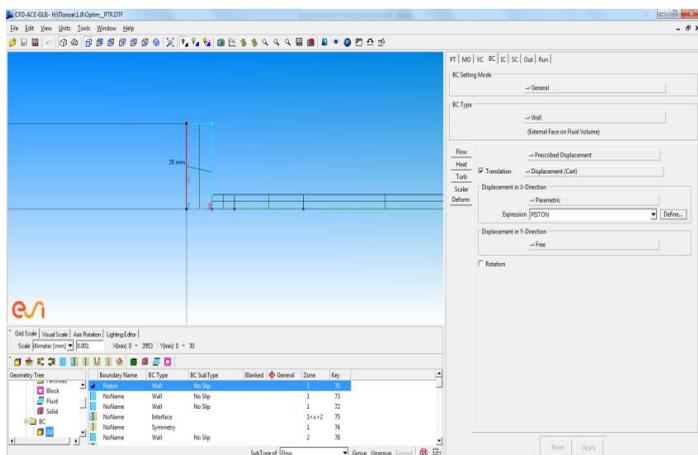


Рис.36 Окно меню *Boundary conditions*

В окне *Names* задаем обозначения движения и частоты поршня: A_Q и $FREQ$.

В следующей строке *Expression Table* указываем название поршня $PISTON$ и задаем уравнения движения поршня: $A_0 * \sin(2 * \pi * FREQ * T)$, где T – это время (рисунок 40).

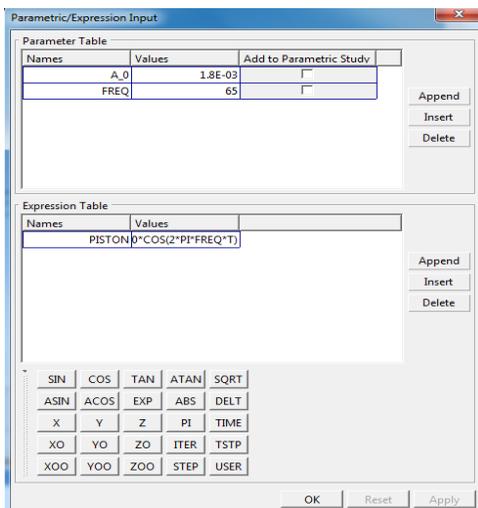


Рис.4037. Окно меню BC

Для подтверждения вводимых данных нажимаем *Apply*.

Постановка расчетной модели на расчет

В модуле *SolverControl* обозначаем необходимое нам количество итераций. В нашем расчете предполагается провести 100000 итераций (Рис. 41).

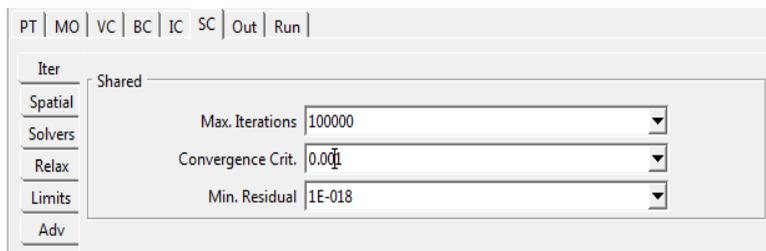


Рис.41. Установка количества итераций в модуле SC

После чего переходим в модуль *RUN*(рисунок 42).

RUN – SubmittoSover

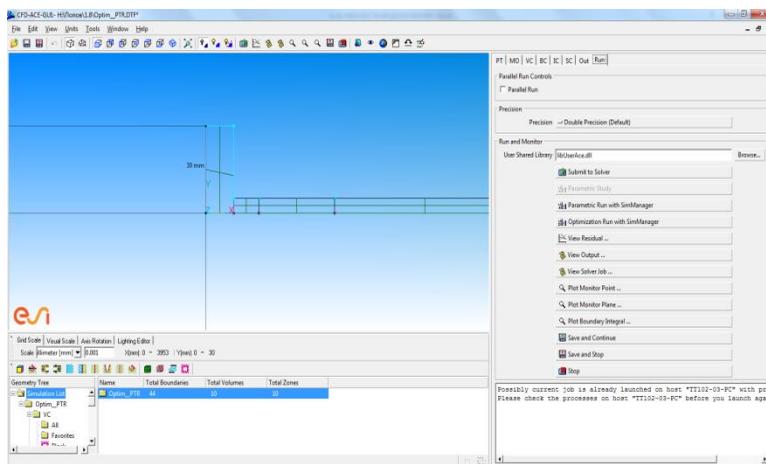


Рис.42. Меню режима RUN в ESI ACE

На рисунке 43 изображено окно режима расчета Run в ESIACE.

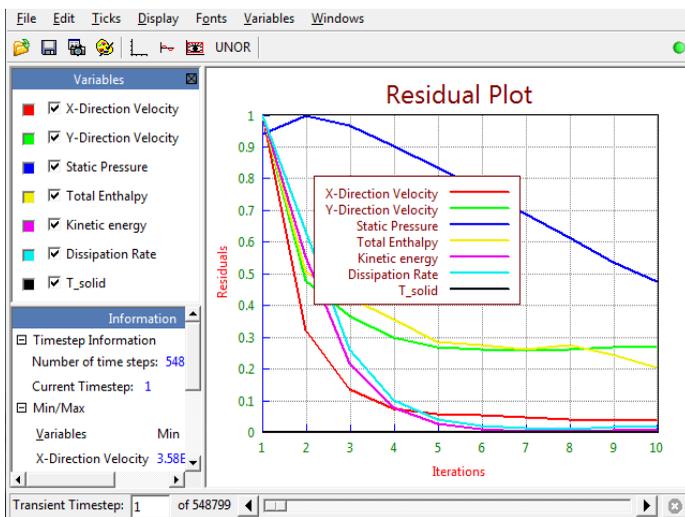


Рис.43. Окно режима расчета Run в ESI ACE

3.3 Запуск программы ESI- CFDVIEW

В данной программе мы получаем возможность просмотра результатов расчета модели. В ней мы можем видеть изменения характеристик модели, происходящие во время расчета. Все это демонстрируется в режиме анимации.

После окончания расчета запускаем программу ESI – CFDVIEW (рисунок 44):

Пуск – *ESI – CFD VIEW*.

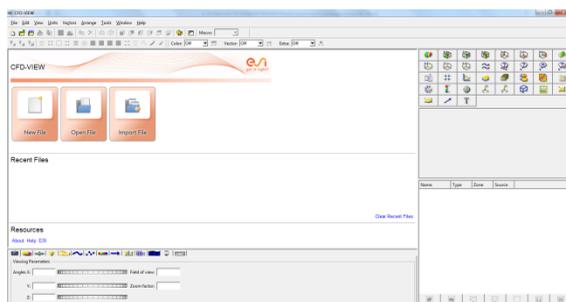


Рис.44. Окно программы ESI – CFD VIEW

Для просмотра расчета модели, необходимо загрузить результаты расчета.

В режиме рабочего окна нажимаем на кнопку *OpenFile*(рисунок 45).

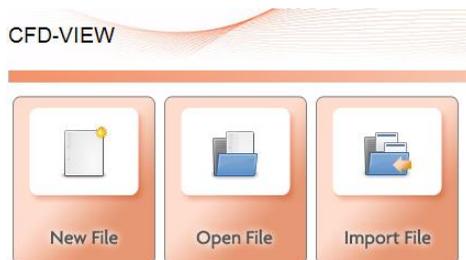


Рис.45. Окно рабочего меню

Нажимаем левой клавишей мыши на кнопку *OpenFile*, после открывается окно, где будет необходимо выбрать расчетную модель в формате .DTF (рисунок 46).

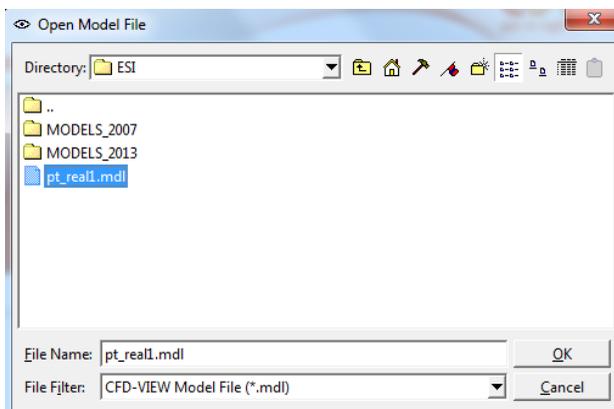


Рис.46. Окно меню Open File

После, такого как мы, нашли расчетную модель, нажимаем левой клавишей мыши по файлу один раз и нажимаем кнопку «OK», либо два раза нажимаем на файл.

Теперь в рабочем окне мы видим отображение нашей расчетной модели (рисунок 47).

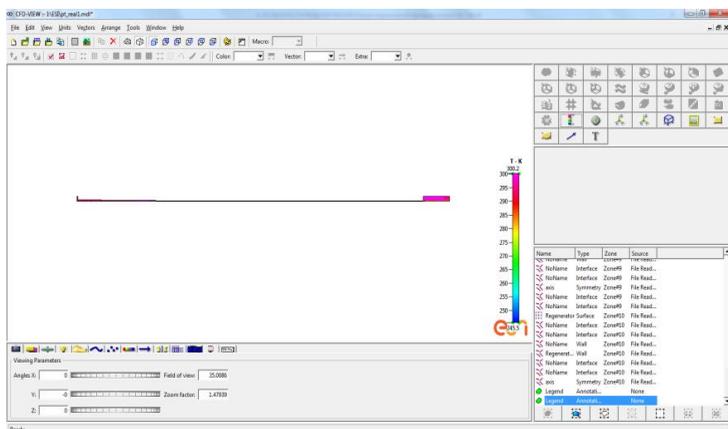


Рис.47. Загрузка расчетной модели в рабочем окне

После необходимо загрузить расчетный файлы (итерации) для использования их в просмотре модели на расчет.

Для этого заходим в верхнее окно меню и нажимаем кнопку *File*(рисунку 48):

File – Select Files for Animation – указываем путь.

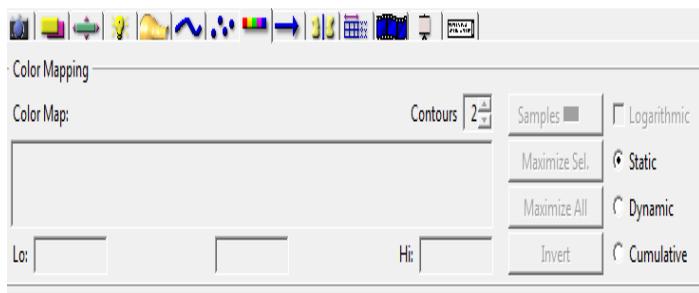


Рис.48. Окно рабочего меню ESI – CFD VIEW

Далее на нижней панели рабочего окна нажимаем кнопку *Colormap – Dynamic*. Это функция необходимо для того, чтобы видеть явные изменения процессов, происходящие в расчетной модели. (Для более подробной картинки). В верхнем окне рабочего меню в ячейке *Color*выбираем параметр, который хотим просмотреть (давление,

температура и т.д.). На рисунке 49 и 50 приведено Окно рабочего меню *ESI – CFDVIEW*.

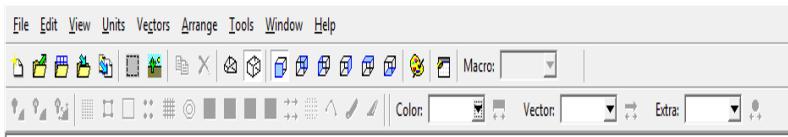


Рис.49. Окно рабочего меню *ESI – CFD VIEW*

Для отображения всех участков расчетной модели нажимаем кнопку  (*Select all surface*).

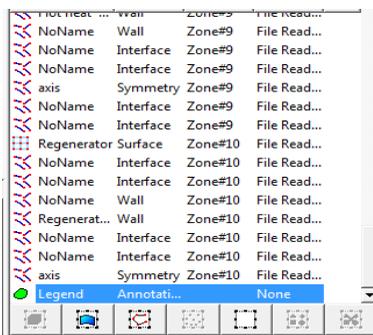


Рис.50. Окно рабочего меню *ESI – CFD VIEW*

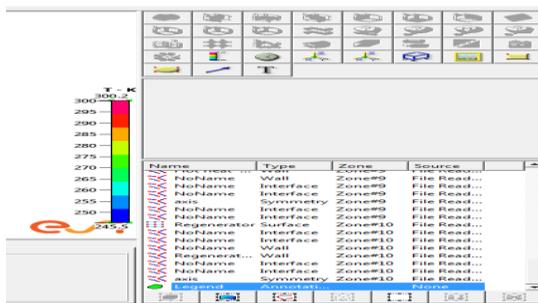


Рис.51. Окно рабочего меню *ESI – CFD VIEW*

Для легкости наблюдения за изменением температуры, нажимаем на кнопку  *Legend* (рисунок 51).

После всех действий, описанных выше, запускаем анимацию, нажав кнопку  (*Animation*), и ждем кнопку *Play* (рисунок 52).

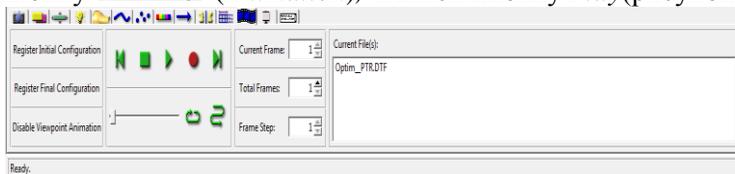


Рис.52. Окно меню анимации

С помощью дополнительных функций, заложенные в программе *ESI – CFDVIEW* нам предоставляется возможность с максимальной приближенностью изучить процессы, происходящие с расчетной моделью. К примеру, брать показания с разрезов, сечений, в определенной точке. Снятие графиков, добавления текста и т.д. (рис. 53).

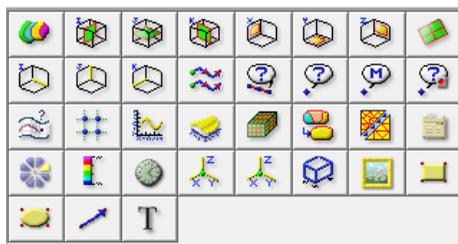


Рис.53. Окно дополнительных функций ESI – CFD VIEW

Данная методика может быть использована в учебных и научных целях, позволяющая студенту познать основы программы, ранее не использовавшаяся в учебной программе, повысить его уровень знаний, информативность, а также развить навыки быстрого понимания программы, что позволит ускорить процесс работоспособности.

3.4 Результаты расчета

Время работы каждой расчетной модели криогенного пульсационного охладителя – 50 секунд. Время расчета для каждого режима работы составил 72 часа. В сумме это составляет 288 часов расчета. Значения температуры на холодном теплообменнике фиксировались каждую 0,5 с.

На рисунках 54-57 представлены результаты расчета численного моделирования криогенного пульсационного охладителя.

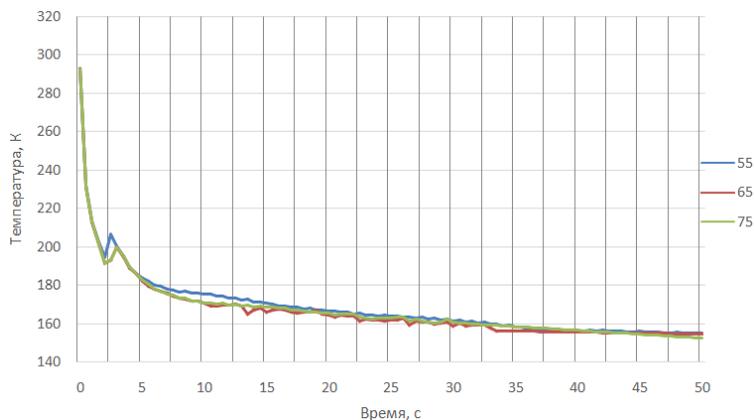


Рис.54. Изменение температуры на холодном теплообменнике при давлении 1,41 МПа, ходе поршня 2,1 мм и частотах компрессора 55,65,75 Гц

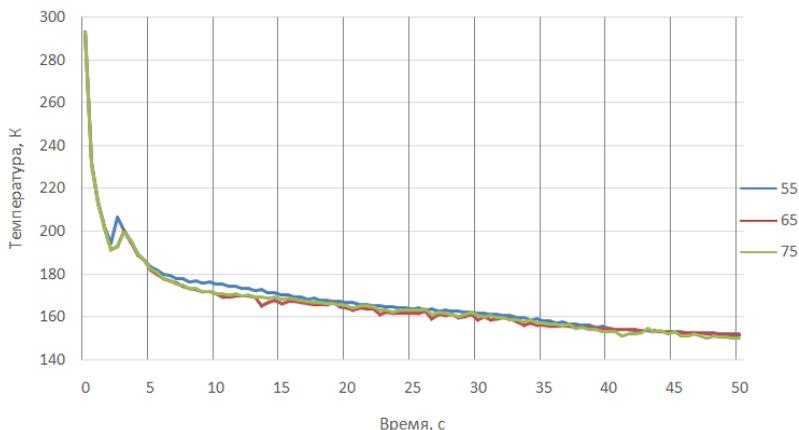


Рис.55. Изменение температуры на холодном теплообменнике при давлении 1,74 МПа, ходе поршня 1,95 мм и частотах компрессора 55,65,75 Гц

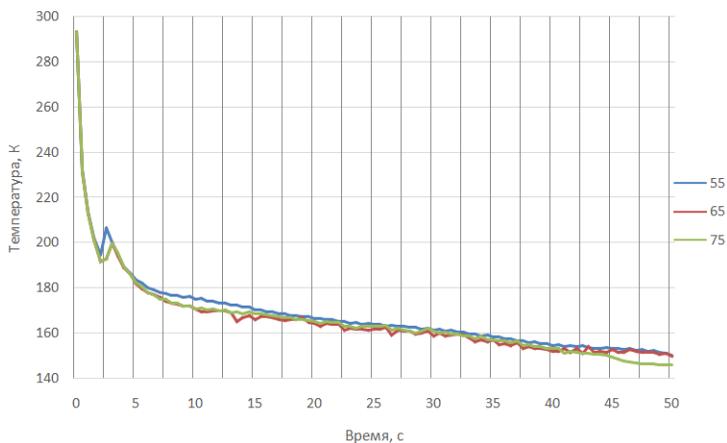


Рис.56. Изменение температуры на холодном теплообменнике при давлении 2,2 МПа, ходе поршня 1,75 мм и частотах компрессора 55,65,75 Гц

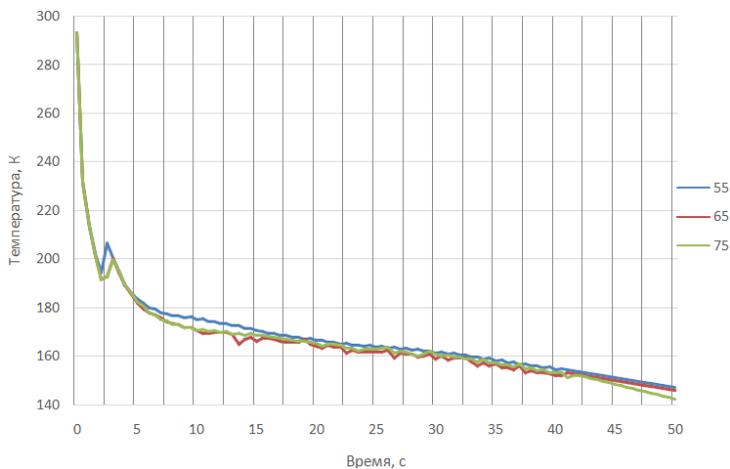


Рис.57. Изменение температуры на холодном теплообменнике при давлении 3,1 МПа, ходе поршня 1,5 мм и частотах компрессора 55,65,75 Гц

Как видно из графиков, наименьшая температура на холодном теплообменнике получается в двенадцатой расчётной модели при давлении 3,1 МПа, ходе поршня 1,5 мм и частоте 75Гц, и достигает температурный уровень 142,6°K.

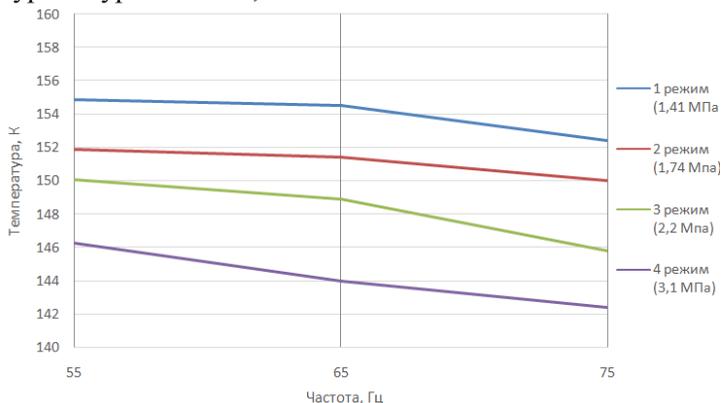


Рис.38. Изменение температуры на холодном теплообменнике при четырех режимах расчета и частотах 55, 65, 75 Гц
 На рисунке 58 показан график изменения температур по режимам.

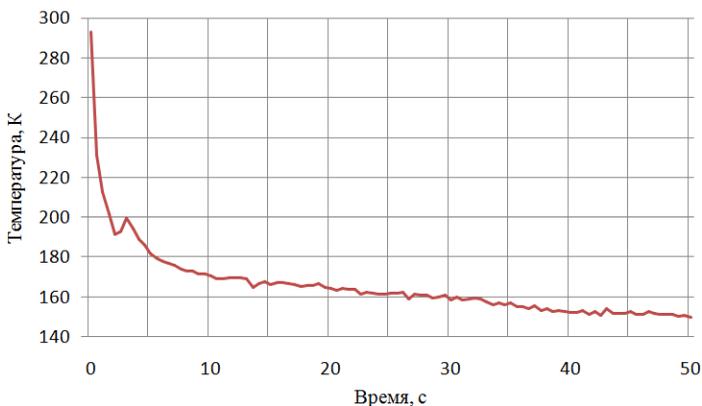


Рис.59. График изменения температуры на холодном теплообменнике при давлении 2,2 МПа расчетной модели

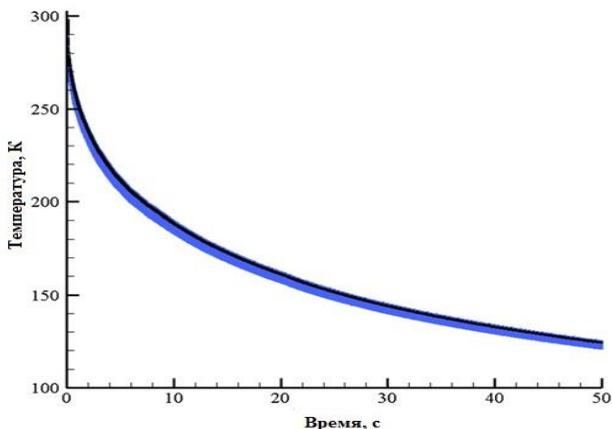


Рис.39. График изменения температуры на холодном теплообменнике при давлении 2,2 МПа модели Диона

Вывод к главе

Численное моделирование расчетной модели, построенной по данным экспериментальной установки А. Диона, показала наименьшую температуру 142,4 К при давлении 3,1 МПа, ход поршня 1,5 и частоте 75 Гц. Результат численного моделирования, проведенного Дионом зафиксировала температуру на холодном теплообменнике 125,7 К. Разница температур составила $\Delta = 16,7$ К. Расхождения температур могут зависеть от разных факторов: условий проведения эксперимента, самой установки.

Существующие методики (например, программные продукты ESICFDAdvanced) отработаны и позволяют получить параметры рабочего процесса и характеристики внутреннего контура ТАП. Вполне естественно, что результаты расчета предопределяются допущениями при выборе физической модели и постановкой задачи при математическом описании.

Объективные препятствия по применению результатов расчета накладывают технологические и конструктивные ограничения, обусловленные возможностью изготовления узлов ТАП. Это приводит к

тому, что после определения конструктивного облика ТАП изготовленная по результатам расчетов экспериментальная установка требует доработки вплоть до существенных конструктивных изменений, и дальнейших повторений экспериментальных и доводочных работ.

При увеличении частоты пульсаций на 10 Гц температура на холодном теплообменнике уменьшается в среднем на $15-20^{\circ}\text{K}$. Влияние хода поршня влияет в меньшей степени. При увеличении хода поршня на 0,3-0,4 мм, температура на холодном теплообменнике уменьшается в среднем на $5-10^{\circ}\text{K}$ при частоте 75Гц. А при частоте 55Гц понижение температуры составляет всего $1-6^{\circ}\text{K}$.

Для сравнения полученных численных результатов с реальностью в настоящее время разработаны и отданы в производство чертежи модели криогенного пульсационного охладителя, приобретены необходимые комплектующие. Начало экспериментов запланировано на февраль-март 2015г.

4. Методика расчета пульсационного охладителя с дросселем на основе аналитической модели

Применим аналитическую модель, рассмотренную выше, для термодинамического расчета и последующего анализа установки, рассмотренной в [15].

Криогенный пульсационный охладитель (КПО), использующий рабочее тело – гелий, спроектирован, изготовлен и предназначен для криогенного охлаждения. КПО представляет собой охладитель бегущих акустических волн, который работает на основе модифицированного обратного цикла Стирлинга.

Применим аналитическую методику, использованной для расчета клапанной конструкции, описанной в предыдущем разделе, для расчета криогенного охладителя на пульсационной трубе с дросселем с размерами, приведенными в работе [15]. Данная работа взята для апробации результатов аналитического расчета, поскольку в ней приводятся результаты экспериментальных исследований данной установки. Эти экспериментальные данные будут использованы в данной работе для верификации результатов аналитического результата.

Конструкция, приведенная в [15] имеет ряд отличий от пульсационного охладителя, регулируемого с помощью клапанов, а именно:

- КПО содержит такие элементы, как дроссель и накопительный и балансировочный резервуар в крайней части конструкции. Данные элементы согласно работам Микулина осуществляют управление фазовым и амплитудным соотношением между скоростью и температурой, что позволяет существенно упростить регулировку и получить более эффективный холодильный цикл. Уточнение положения дроссельного элемента провел Радебау, благодаря чему достиг более низких температур охлаждения (примерно 60 К).

- также к другим улучшениям конструкции КПО можно отнести появление инерционной (акустической) трубы между теплым концом пульсационной трубы и балансировочным резервуаром, что позволяет контролировать соотношение фаз в системе. Маркуард и Радебау достигли наивысшей эффективности работы системы, когда использовали сочетание дросселя и инерционной трубы.

Принципиальная схема установки изображена на рисунке 61.

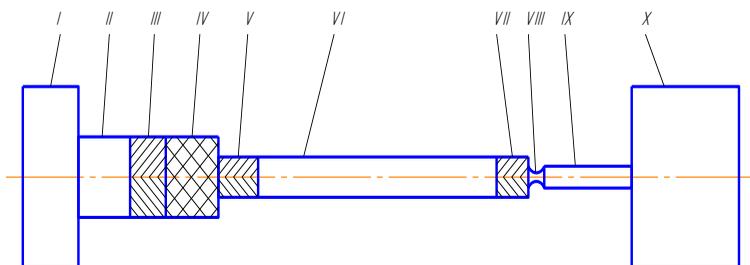


Рис. 61. Схема открытого охладителя на пульсационной трубе:
 I – компрессор; II – проходная труба; III – вторичный холодильник; IV – регенератор; V – теплообменник нагрузки; VI – пульсационная труба; VII – холодильник горячий; VIII – дроссель; IX – инерционная труба; X – ресивер

4.1 Задание параметров

В таблице 9 указаны геометрические параметры и материалы элементов установки.

Таблица 9. Геометрические параметры и материалы элементов установки

Элемент	Радиус, м	Длина, м	Материал
Компрессор	0,03	0,011	
Передающая труба	0,0085	0,04	Нержавеющая сталь
Предоохладитель	0,0085	0,03	Медь
Регенератор	0,0085	0,06	Нержавеющая сталь
Теплообменник нагрузки	0,0047	0,05	Нержавеющая сталь
Пульсационная труба	0,0047	0,23	Нержавеющая сталь
Холодильник горячий	0,0047	0,03	Медь
Дроссель	-	-	Латунь
Инерционная труба	0,00193	1,5	Медь
Ресивер	0,026	0,149	Чугун

Расчет проведем для параметров, указанных в таблице 10.

Таблица 10. Исходные данные к расчету

σ_p	$\frac{R, \text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\Delta P, \text{МПа}$	$T_1, \text{К}$	$f, \text{Гц}$	ω	$\frac{M, \text{кг}}{\text{моль}}$	$\frac{C_p, \text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	k
1.06	2078	0,2	300	65	17.5	0.004	5204	1.666

В таблице 11 приведены варианты для расчета модели КПО.

Таблица 11. Варианты для расчета модели КПО

№ варианта	$P_{cp}, \text{МПа}$	$P_{p1}, \text{МПа}$	х, м
	Использованный источник		
	[6]	Численное моделирование CFD-ACE+	[6]
1	1,41	1,375	0,00210
2	1,74	1,715	0,00195
3	2,2	2,167	0,00175

Исходные параметры значений давлений заправки взяты из [15], значения давлений в ресивере в начальный момент времени определены посредством численного моделирования процессов в КПО с помощью САЕ-системы (CFD-ACE+) (глава 3).

4.2 Расчет давления, температуры и массы в точках цикла

В начальный момент времени поршень находится в крайнем левом положении, давление в системе P_{min} , температура в системе равна T_1 , рабочая зона (объем V) заполнена газом с массой M_1 . Давление в ресивере P_{p1} .

При перемещении поршня давление меняется по гармоническому закону (Рис. 62).

$$P = P_{cp} + \Delta P \cdot \cos(\omega_y \tau - \pi).$$

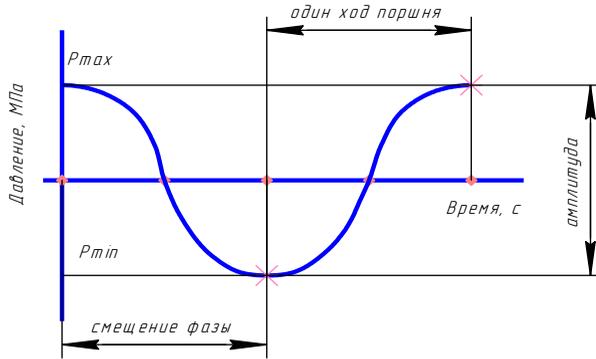


Рис.62. Изменение давления в рабочей зоне

где P_{cp} — это среднее давление в системе; ω_y — угловая скорость колебаний поршня; τ — время одного хода поршня; f — частота колебаний поршня.

$$\omega_y = 2 \cdot \pi \cdot f; \tau = \frac{1}{f} = 1 - 65 = 0,015 \text{ с.}$$

Давление в системе в исходном состоянии равно P_{min} :

$$P_{min} = P_{cp} + \Delta P \cdot \cos(\omega_y \tau - \pi) = P_{cp} + \Delta P \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot 0 - \pi) = P_{cp} - \Delta P.$$

Затем, поршень движется вправо и давление повышается до P_{max} :

$$P_{max} = P_{cp} + \Delta P \cdot \cos(\omega_y \tau - \pi) = P_{cp} + \Delta P \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot f \cdot \frac{1}{f} - \pi\right) = P_{cp} + \Delta P.$$

Поршень перемещается за один ход на расстояние x , его скорость перемещения равна:

$$w = \frac{x}{\tau}.$$

Среднюю плотность рабочего тела при исходных температуре T_x и давлении P можно рассчитать по формуле:

$$\rho = \frac{P_{min}}{RT}.$$

Расход рабочего тела можно рассчитать по соотношению:

$$G = w \cdot S \cdot \rho,$$

w и S – скорость движения поршня и площадь проходного сечения трубы. Тогда,

$$G = w \cdot S \cdot \rho = \frac{x}{\tau} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \rho \cdot \Delta$$

Для получения значений параметров цикла применительно к КПО с конструкцией и параметрами, исследованными в [15] применим аналитическую модель пульсационного охладителя, рассмотренную в главе 2. Результаты расчета сведем в таблицы 12-14.

Таблица 12. Изменение температуры, давления и массы рабочего тела в течение рабочего цикла для $P_{cp} = 1,41$ МПа.

Исходное состояние						
M_1						
T_x, K	300					
P_1, MPa	1,21					
$M_1, кг$	$3,5 \cdot 10^{-5}$					
Наполнение						
M_2	M_1					
T_2, K	300,3					
P_2, MPa	1,61					
$M_2, кг$	$1,15 \cdot 10^{-5}$					
Проталкивание						
M_3	M_2	M_3	M_2	M_1		
2 режим		1 режим				
T_3, K	182,4	T_3, K	216,6			
P_3, MPa	1,61	P_3, MPa	1,61			
$M_3, кг$	$6,51 \cdot 10^{-5}$	$M_3, кг$	$3,89 \cdot 10^{-5}$			
$M'_1, кг$	0	$M'_1, кг$	$1,4 \cdot 10^{-5}$			
Внутреннее расширение						
M_3	M_{2p}	M_3	M_2	M_{1p}	M_3	M_2
2 режим		1 режим			3 режим	
T_4, K	180,8	T_4, K	196,1		T_4, K	179,1

P_4 , МПа	1,489	P_4 , МПа	1,452	P_4 , МПа	1,47
M_{2p} , кг	$1,02 \cdot 10^{-5}$	M_{1p} , кг	$8,09 \cdot 10^{-5}$	M_{1p} , кг	0
σ_p	1,083	σ_p	1,05	σ_p	1,07
		T_4^* , К	183,7		
		P_4^* , МПа	1,458		
		M_{1p}^* , кг	$7,6 \cdot 10^{-5}$		

Выхлоп

2 режим		1 режим		3 режим	
T_5 , К	179,4	T_5 , К	189,6	T_5 , К	176,4
		T_5^* , К	183,4		

Выталкивание

2 режим		1 режим		3 режим	
\bar{T} , К	160,8	\bar{T} , К	164,4	\bar{T} , К	158,6
		\bar{T}^* , К	161,8		

Таблица 13. Изменение температуры, давления и массы рабочего тела в течение рабочего цикла для $P_{cp} = 1,74$ МПа.

Исходное состояние

M_1	
T_x , К	300
P_1 , МПа	1,54
M_1 , кг	$4,45 \cdot 10^{-5}$

Наполнение

M_2	M_1
T_2 , К	289,5
P_2 , МПа	1,94
M_2 , кг	$1,36 \cdot 10^{-5}$

Проталкивание

M_3	M_2	M_3	M_2	M_1
2 режим		1 режим		
T_3 , К	153,9	T_3 , К	190,9	

P_3 , МПа	1,94	P_3 , МПа	1,94
M_3 , кг	$9,58 \cdot 10^{-5}$	M_3 , кг	$5,61 \cdot 10^{-5}$
M'_1 , кг	0	M'_1 , кг	$1,84 \cdot 10^{-5}$

Внутреннее расширение

M_3	M_{2p}	M_3	M_2	M_{1p}	M_3	M_2
2 режим		1 режим			3 режим	
T_4, K	143,1	T_4, K	173,9		T_4, K	141,4
P_4 , МПа	1,881	P_4 , МПа	1,808		P_4 , МПа	1,861
M_{2p} , кг	$1,153 \cdot 10^{-5}$	M_{1p} , кг	$1,136 \cdot 10^{-5}$		M_{1p} , кг	0
σ_p	1,085	σ_p	1,05		σ_p	1,079
		T_4^*, K	154,6			
		P_4^* , МПа	1,819			
		M_{1p}^* , кг	$1,288 \cdot 10^{-5}$			

Выхлоп

2 режим		1 режим		3 режим	
T_5, K	141,9	T_5, K	171,4	T_5, K	139,7
		T_5^*, K	166,4		

Выталкивание

2 режим		1 режим		3 режим	
\bar{T}, K	139,4	\bar{T}, K	141,4	\bar{T}, K	138,6
		\bar{T}^*, K	140,8		

Таблица 14. Изменение температуры, давления и массы рабочего тела в течение рабочего цикла для $P_{cp} = 2,2$ МПа.

Исходное состояние

M_1	
T_x, K	300
P_1 , МПа	2,0
M_1 , кг	$5,78 \cdot 10^{-5}$

Наполнение

M_2	M_1
-------	-------

T_2, K	282,5
P_2, MPa	2,4
$M_2, кг$	$3,5 \cdot 10^{-5}$

Проталкивание

M_3	M_2	M_3	M_2	M_1
2 режим		1 режим		
T_3, K	131,8	T_3, K	171,0	
P_3, MPa	2,4	P_3, MPa	2,4	
$M_3, кг$	$14,2 \cdot 10^{-5}$	$M_3, кг$	$8,11 \cdot 10^{-5}$	
$M'_1, кг$	0	$M'_1, кг$	$2,48 \cdot 10^{-5}$	

Внутреннее расширение

M_3	M_{2p}	M_3	M_2	M_{1p}	M_3	M_2
2 режим		1 режим			3 режим	
T_4, K	129,4	T_4, K	165,9		T_4, K	124,5
P_4, MPa	2,41	P_4, MPa	2,282		P_4, MPa	2,356
$M_{2p}, кг$	$1,048 \cdot 10^{-5}$	$M_{1p}, кг$	$1,599 \cdot 10^{-5}$		$M_{1p}, кг$	0
σ_p	1,087	σ_p	1,05		σ_p	1,074
		T_4^*, K	146,3			
		P_4^*, MPa	2,291			
		$M_{1p}^*, кг$	$2,01 \cdot 10^{-5}$			

Выхлоп

2 режим		1 режим		3 режим	
T_5, K	124,6	T_5, K	156,9	T_5, K	120,8
		T_5^*, K	151,4		

Выталкивание

2 режим		1 режим		3 режим	
\bar{T}, K	121,9	\bar{T}, K	123,2	\bar{T}, K	120,5
		\bar{T}^*, K	121,0		

На рисунке 63 приведено изменение средней температуры в пульсационной трубе на трех расчетных режимах при разном среднем давлении в установке. Из графика видно, что рабочее тело имеет

наименьшую температуру охлаждения $T_5 = 156,9 \text{ K}$ (температура рабочего тела во время выталкивания) при наибольшем среднем давлении 2,2 МПа.

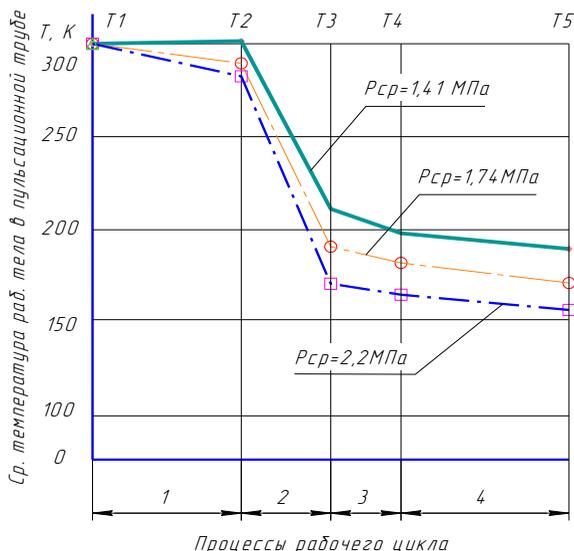


Рис. 63. Изменение средней температуры в пульсационной трубе для $P_{ср}=1,41 \text{ МПа}$; $1,74 \text{ МПа}$ и $2,2 \text{ МПа}$:
1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп

Это соответствует тому, что одним из способов достижения наименьшей температуры охлаждения, а значит, наибольшей эффективности является повышение давление в контуре охладителя.

Также, хорошо видно, что при малом среднем давлении в системе ($1,41 \text{ МПа}$), в процессе наполнения рабочей зоны (пульсационной трубы) рабочим телом и адиабатного сжатия остаточного газа M_1 , средняя температура гелия $T_2 = 300,3 \text{ K}$ примерно равна исходной температуре $T_x = 300,3 \text{ K}$ Это происходит вследствие того, что рабочее тело M_2 при таком давлении охлаждается в теплообменнике только до $T_T = 181,1 \text{ K}$, причем M_2 примерно в 2,5 раза меньше M_1 . Затем M_2 поступает в пульсационную трубу и адиабатно сжимает остаточный газ M_1 , после чего температура M_1 и M_2 повышается до

336 К и 191 К соответственно и после смешения порций газа, его температура равна 300,3 К. При остальных режимах с более высоким средним давлением рабочее тело охлаждается в теплообменнике до более низких температур T_T , вследствие чего T_2 уже ниже исходной температуры газа.

На рисунке 78 показано изменения среднего давления в пульсационной трубе при разном распределении рабочего тела по элементам установки при $P_{cp} = 1,41$ МПа, $P_{p1} = 1,375$ МПа. Хорошо видно, что наибольшего охлаждения рабочее тело достигает при полном перетекании остаточного газа в ресивер по время внутреннего адиабатного расширения (при $M_{1p} = 0$, $T_5 = 176,4$ К) и проталкивания (при $M'_1 = 0$, $T_5 = 179,4$ К). Это соответствует выводам о том, что данный режим соответствует наибольшей эффективности и минимальному уровню охлаждения, представленному в [13] и в разделе 2.4 данной работы.

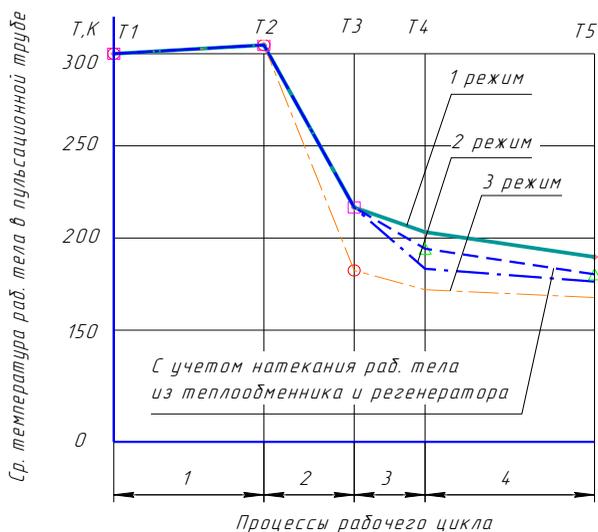


Рис. 64 Изменение средней температуры рабочего при разном распределении рабочего тела по элементам установки для $P_{cp}=1,41$ МПа:

1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп

Полученные кривые изменения давления в пульсационной трубе и в ресивере (рисунок 65), несмотря на ступенчатый характер рассмотрения процессов рабочего цикла в аналитической методике расчета КПО, отражают фазовый сдвиг изменения давления в основных рабочих зонах. Максимум давления в трубе соответствует минимуму давления в ресивере и наоборот. Таким образом, аналитическая методика позволяет получить приближенное распределение полученных параметров, имеющих в реальности гармоническое распределение.

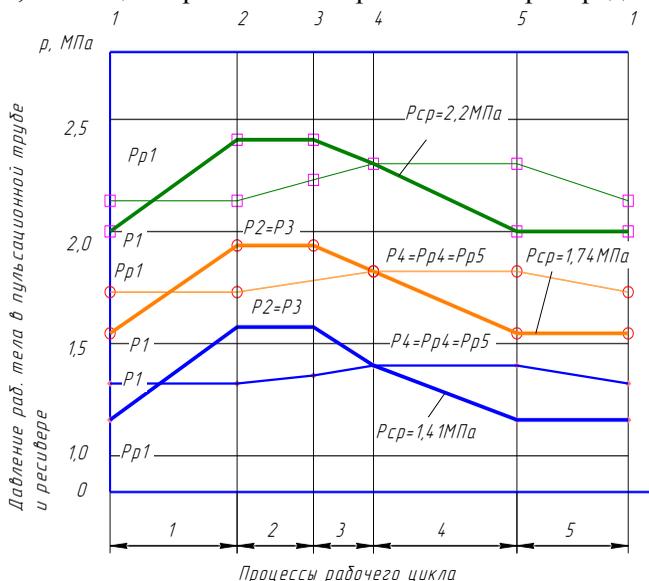


Рис. 65. Изменение давления в пульсационной трубе и ресивере для $P_{cp} = 1,41$ МПа; 1,74 МПа и 2,2 МПа:

1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп; 5 – выталкивание

На рисунке 66 приведены кривые изменения давления в пульсационной трубе при $P_{cp} = 1,41$ МПа. На данном графике хорошо видно, что в зависимости от распределения газа по элементам конструкции установки (1, 2 и 3 режим) величины давлений отличаются незначительно. Оптимальному режиму (режим 3, $M_{1p} = 0$) соответствуют наибольшие значения давлений.

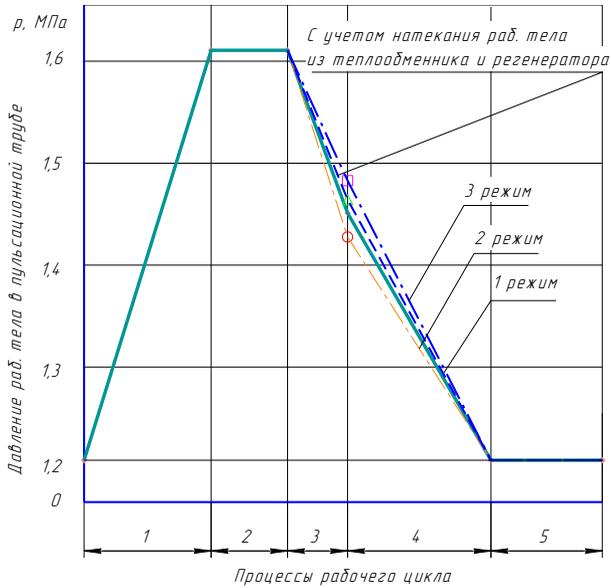


Рис. 66. Изменение давления в пульсационной трубе в течение рабочего цикла для $P_{ср}=1,41\text{МПа}$:
 1 – наполнение; 2 – проталкивание; 3 – внутреннее расширение; 4 – выхлоп; 5 – выталкивание

4.3 Расчет холодопроизводительности, холодильного коэффициента, термодинамического КПД

Полезная холодопроизводительность устройства, эквивалентная теплоте рассчитывается по формуле:

$$Q_{\Pi} = C_p(M_2 + M_3)(T_T - \bar{T})f.$$

Холодильный коэффициент идеального цикла:

$$\epsilon_{ид} = \frac{c_p(T_T - \bar{T})}{RT_0 \ln \sigma}$$

Термодинамический КПД идеального прототипа равен

$$\eta_{терм} = \frac{\epsilon_{ид}}{\epsilon_{к}} = \frac{c_p(T_T - \bar{T})(T_0 - T_T)}{R \cdot T_0 \cdot \ln \sigma \cdot T_T}$$

Результаты расчета приведены в таблице 15:

Таблица 25. Изменение холодопроизводительности, холодильного коэффициента и термодинамического КПД для разных вариантов

№ рас ч вар	$P_{ср}$, МПа	№ режима								
		1			2			3		
		$Q_{п, ВТ}$	$\epsilon_{ид}$	$\eta_{терм}$	$Q_{п, ВТ}$	$\epsilon_{ид}$	$\eta_{терм}$	$Q_{п, ВТ}$	$\epsilon_{ид}$	$\eta_{терм}$
1	1,41	281,8	0,483	0,31	520,3	0,59	0,39	379,7	0,65	0,43
2	1,74	274	0,42	0,403	505,8	0,49	0,47	341,4	0,52	0,5
3	2,2	265	0,371	0,477	504	0,43	0,55	355,3	0,49	0,63

5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА КРИОГЕННОГО ПУЛЬСАЦИОННОГО ОХЛАДИТЕЛЯ

Для получения фактических характеристик холодильника, подтверждения теоретических данных и расчётных методик был разработан и спроектирован экспериментальный образец криогенного холодильника и стенд для его испытаний.

Для получения фактических характеристик холодильника, подтверждения теоретических данных и расчётных методик был разработан и спроектирован экспериментальный образец криогенного холодильника (внешний вид ее представлен на рисунке). В процессе эксперимента холодильник заправляется гелием при температуре 300 К при различных давлениях (0,5...3,5МПа).

Криогенный пульсационный охладитель содержит (в соответствии с рисунком 10): линейный генератор (альтернатор) (1); предохранитель (2); регенератор (3); холодный теплообменник (4); пульсационную трубку (5); горячий теплообменник (6); дроссель (7); инерционную трубку (8); резонатор (9); линию заправки и вакуумирования, систему безопасности, систему замера, контроля и регистрации параметров которые не изображены на рисунке 10.

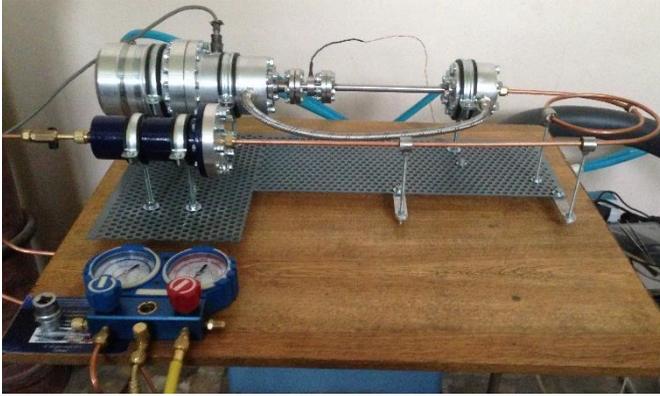


Рисунок 67 – Внешний вид экспериментальной установки

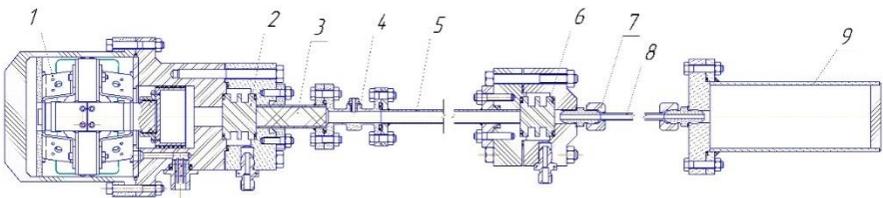


Рисунок 68 - Схема криогенного пульсационного охладителя

Принципиальная схема испытательной установки PTR и ее контрольно-измерительная система представлена на рисунке 11. Генератор волн соединен с генератором сигналов (BK Precision 4011A) и усилителем (Crown CE 1000). Генератор сигналов может создавать $\pm 5,0$ В гармонических колебаний с частотой 5,0 МГц. Верхний предел частоты колебаний генератора волн для КПО в данном исследовании 100 Гц. Для измерения напряжения (параллельно) и силы тока (последовательно) от генератора волн между генератором сигналов и генератором волн установлены два мультиметра. Эти измерения используются для расчетов полной входной мощности генератора волн.

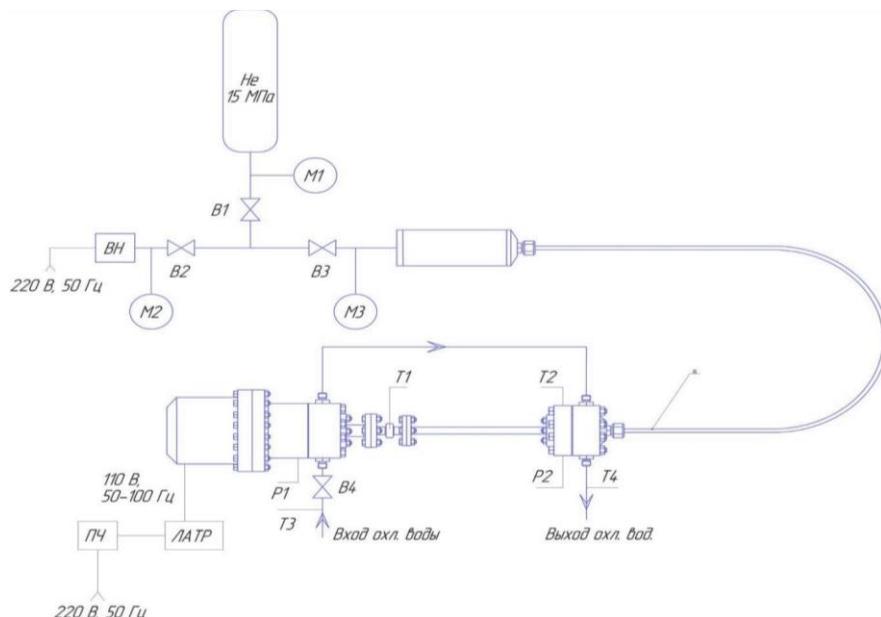


Рисунок 69 – Принципиальная схема испытательной установки PTR

В1 – вентиль редуктора; В2 – вентиль насоса; В3 – вентиль заправки; В4 – вентиль охлаждающей среды; М1 – манометр давления в баллоне; М2 – манометр; М3 – манометр давления в КПО; ПЧ – преобразователь частоты; ЛАТР – лабораторный автотрансформатор; ВН – вакуумный насос; Т1 – датчик температуры холодного теплообменника; Т2 – датчик температуры горячего теплообменника; Т3 – датчик

температуры охлаждающей среды; T4– датчик температуры охлаждающей среды на выходе из КПО; P1 – датчик давления («ОВЕН ПД 100»); P2 – датчик давления («ОВЕН ПД 100»).

Датчик давления Омега (PX-309-500G5V) расположен с краю после генератора давлений. Термопара Омега типа К (незаземленный тип датчика) используется для измерения температуры газа в холодном теплообменнике с помощью компрессионного фитинга для предотвращения утечек из-за высокого давления в системе. Точность термопары примерно ± 1 К ниже 273 К.



Два теплообменника (т.е. предохладитель и горячий теплообменник) заключены в водные кожухи. Регенератор, холодный теплообменник и часть пульсационной трубы заключены в вакуумные камеры. Вакуумные камеры используются для снижения потерь вследствие конвективного теплообмена КПО с окружающей средой. Давление в вакуумной камере достигает 20-30 Торр (мм рт. ст.). Высокой и сверхвысокий вакуум ($<10^{-6}$ Торр) обеспечивает дальнейшее снижение потерь вследствие теплообмена; однако такие уровни вакуума не предусмотрены конструкцией вакуумного насоса и вакуумной камеры. Наличие влажности/водяного пара приводит к образованию наледи/льда в холодной части КПО. Для прочистки/продувки

вакуумной камеры от водяного пара перед экспериментом через вакуумную камеру пропускается азот N_2 . Для уменьшения лучистого теплообмена компоненты КПО обернуты в отражающую фольгу. В данном исследовании использована отражающая фольга из алюминия. К преимуществу использования данного материала относится высокая отражающая способность и низкая теплопроводность.

Порядок проведения лабораторной работы

- 1) Перед началом заправки производится вакуумирование КПО с помощью вакуумного насоса, для вакуумирования полости за линейным генератором он должен быть включен и настроен с помощью преобразователя частоты и лабораторного автотрансформатора на минимально возможную частоту и напряжение (110 вольт).
- 2) Заправка гелием из баллона во избежание повреждения линейного генератора производится плавным нарастанием давления по времени с определённым шагом (0,3 атм.) до заданного уровня в диапазоне от 0,5МПа до 2,5МПа (например, 1МПа). Линейный генератор также должен быть включён.
- 3) Обеспечить подачу воды для охлаждения горячего теплообменника и предохранителя. Для этого необходимо повернуть кран подачи воды, после чего обязательно проверить наличие утечек.
- 4) Для настройки на заданную эффективность и оптимизацию характеристик КПО в его составе используется преобразователь частоты с диапазоном регулировки от 30 до 100 Гц.
- 5) Выставляется значение частоты работы генератора на уровне 40Гц (рисунок).
- 6) Открывается дроссель в положение 1 (Рисунок).
- 7) Далее фиксируется $T_{хол}$ температура охлаждения на холодном теплообменнике каждые пять минут в течении 20 минут.
- 8) Далее дроссель по очереди в положение 2 - 5 (Рисунок) и повторяются пункт 7.
- 9) Все данные заносятся в таблицу 16.
- 10) Поочередно изменяется частота работы генератора в диапазоне 50 до 100Гц (рисунок) и повторяются пункты 6-9.

Таблица 16 - Бланк регистрации экспериментальных данных

№	f , Гц	p , МПа	τ , мин	$T_{хол}$, К
1				
2				
....				
n				

Обработка экспериментальных данных

1) Определяется мощность, подводимая к альтернатору:

$$W=UI$$

2) Определяется холодопроизводительность КПО по формуле:

$$Q_0=kF(T_{oc} - T_{хол}).$$

3) Определяется холодильный коэффициент по формуле:

$$\varepsilon = Q_0/W.$$

4) На основании полученных данных выполняется построение зависимости изменения температуры на холодном теплообменнике от времени (аналогично рисунку 70) при различных положениях дросселя и частотах.

Таблица 17 - Бланк регистрации расчетных данных

№	f , Гц	p , МПа	$T_{хол_кон}$, К	Q_0 , Вт	W , Вт	ε

5 Содержание отчета

- 1) Принципиальная схема установки.
- 2) Заполненный бланк регистрации экспериментальных данных.
- 3) Графики полученных зависимостей.
- 4) Заполненный бланк регистрации расчетных данных.
- 5) Выводы.

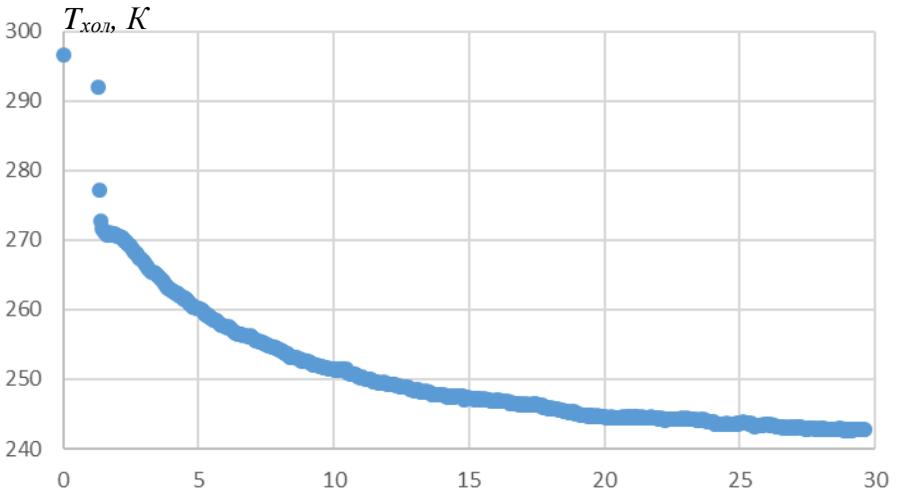


Рисунок 70 – Изменение минимальной температуры на холодном теплообменнике в КПО при частоте 65 Гц и при давлении 2,2 МПа

1. ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ХОЛОДИЛЬНИКИ И ТЕПЛО- ВЫЕ НАСОСЫ

Важные преимущества термоэлектрического метода получения холода в сравнении с другими типами охлаждения обусловили широкую сферу применения этого метода.

В зависимости от холодопроизводительности можно выделить три класса использования термоэлектрических холодильных машин [3].

1. Маломощные охладители ($Q_0 < 100$ Вт). Подавляющее число термоэлектрических холодильников относится именно к

этому классу. При таких мощностях они сравнимы с компрессионными машинами с экономической точки зрения.

2. Термоэлектрические холодильники средней мощности ($100 < Q_0 < 500$ Вт). При таких мощностях экономическая эффективность термоэлектрических холодильников, как правило, ниже, чем компрессионных.

3. Высокоточные охладители ($Q_0 > 500$ Вт). Применение термоэлектрических холодильников для создания таких мощностей может быть оправдано при выполнении каких-либо специфических требований, таких как повышенные требования к весу, размерам, устойчивости к перегрузкам, необходимости автономной работы и т.п. Например, в США разработана термоэлектрическая микроклиматическая установка для пилотов вертолетов с $Q_0 = 1$ кВт.

К термоэлектрическим холодильникам потребительского назначения относятся портативные пикник-боксы, переносные домашние холодильники, охладители для напитков (соков, вина), стационарные охладители-фильтры воды, нагреватели-охладители детского питания, холодильники для гостиничных номеров.

Использование постоянного тока делает очень удобным применение термоэлектрических охладителей на транспорте. Разработаны автомобильные мини-холодильники, автомобили с термостатированным кузовом, охладители автомобильных сидений и мотоциклетных шлемов, охладители питьевой воды для самолётов и пассажирских железнодорожных вагонов.

Созданы термоэлектрические блоки для кондиционеров на поездах шведских и французских железных дорог. Проходят испытания термоэлектрические кондиционеры на российских железных дорогах. Представляются весьма перспективными автомобильные локальные кондиционеры для комфортного охлаждения водителя или одного пассажира.

Использование термоэлектрического охлаждения в промышленности и системах телекоммуникаций – это управление

температурными процессами, в том числе точное поддержание температуры различных электронных блоков, жесткая защита критических систем от внешних тепловых воздействий, термостатирование микропроцессоров вычислительных систем и систем автоматики, охлаждение волоконно-оптических систем и лазерных диодов с целью стабилизации их параметров.

На предприятиях торговли и питания используются охлаждаемые

бары для напитков и охлаждаемые витрины, устройства для охлаждения и взбивания масла, мороженого и сливок, индивидуальные порционные охладители блюд, охладители молока и т.п.

Применение термоэлектрического охлаждения *в медицине*. Это приборы для анализа крови, стационарные и переносные холодильники для лекарств, в том числе домашние охладители инсулина, оборудование для препарирования и хранения тканей, биостимуляторы, криогенные пинцеты для офтальмологии, криогенные скальпели, охлаждаемые предметные столики для микроскопов, охлаждаемые подложки для зубоорудия, термостатированные терапевтические одеяла, персональные больничные холодильники.

Далеко не полный список лабораторного и научного оборудования с использованием термоэлектрических охладителей включает: охлаждаемые инфракрасные детекторы, рефрактометры, лазерные коллиматоры, фотоумножители, ПЗС матрицы, интегральные схемы, электронные платы, спектрофотометры, термопрограмматоры, охлаждаемые камеры и мешалки, детекторы точки замерзания и точки росы, эталоны абсолютно черного тела, ячейки для электрофореза, осмометры, анализаторы загрязнения воздуха, приборы определения температуры застывания нефти.

Другие примеры применения термоэлектрического охлаждения можно найти в литературе [4].

Эффект Пельтье обратим, поскольку направление теплового потока зависит от направления, протекающего через термопару тока. Тепловой поток может передаваться от холодной стороны термопары к горячей и, следовательно, термопара может работать как холодильник или тепловой насос. Как количество тепла может быть передано в этом случае? Для упрощения задачи предположим, что α , R и L не зависят от температуры.

Пусть имеется некоторая батарея из термопар, для которой параметры α , R и L известны. Предположим, например, что $\alpha = 0,055 \frac{\text{В}}{\text{К}}$, $R = 4,2 \text{ Ом}$, $L = 0,25 \text{ Вт/К}$. Предположим также, что тепловой поток направлен от стенки с температурой $T_C = 278 \text{ К}$ к стенке с температурой $T_H = 338 \text{ К}$. В этом случае $\Delta T = 60 \text{ К}$.

Пусть P_C – тепловая мощность, отнимаемая от холодного резервуара,

$$P_C = -L \cdot \Delta T + \alpha \cdot T_C \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2. \quad (5.1)$$

В данном случае

$$P_C = 15,0 + 15,29 \cdot I - 2,1 \cdot I^2. \quad (5.2)$$

Количество электрической энергии, требуемой для осуществления этого процесса:

$$P_C = \alpha \cdot \Delta T \cdot I + R \cdot I^2. \quad (5.3)$$

Отношение тепловой мощности, отбираемой от холодной стенки, к затраченной электрической мощности называется **коэффициентом преобразования теплового насоса** φ_C .

$$\varphi_C = \frac{-L \cdot \Delta T + \alpha \cdot T_C \cdot I - \frac{1}{2} R \cdot I^2}{\alpha \cdot \Delta T \cdot I + R \cdot I^2}. \quad (5.4)$$

Для «идеальной» термопары ($R = 0$ и $L = 0$) и $\varphi_C = \frac{T_C}{\Delta T}$. Этот коэффициент называется эффективностью (КПД) цикла Карно для тепловых насосов φ_{Carnot} . В нашем случае $\varphi_{\text{Carnot}} = 4,63$. Реальная термопара имеет коэффициент преобразования гораздо более низкий, чем φ_{Carnot} .

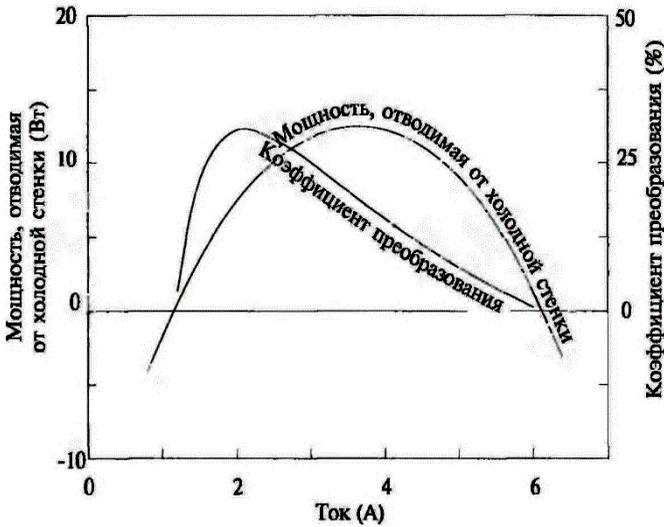


Рис. 71 – Зависимости тепловой мощности, передаваемой от холодной стенки к горячей, и коэффициента преобразования теплового насоса от величины электрического тока I

На рис. 71 показана зависимость мощности, отбираемой у холодного резервуара, P_c от электрического тока, протекающего через термопару. В том случае, если $I < 0$ (не показано на рисунке), тепловой поток будет направлен в сторону холодного резервуара. При $I = 0$ (также не показано на рисунке) эффект Пельтье отсутствует и тепловой поток, обусловленный теплопроводностью, по-прежнему направлен в ту же сторону. При дальнейшем увеличении тока из-за эффекта Пельтье тепловой поток начинает уменьшаться и в какой-то момент (в устройстве, сконструированном должным образом), тепловой поток меняет направление, т.е. тепло будет передаваться от холодной стенки к горячей. Вначале количество тепла, передаваемого в этом направлении, будет расти с ростом тока I , но затем увеличение количества тепла, выделяемого в результате джоулева

нагрева, приведёт к подавлению эффекта Пельтье и соответствующему уменьшению теплового потока, направленного от холодной стенки к горячей.

Легко вычислить ток, при котором тепловой поток P_C будет иметь максимальное значение:

$$\frac{\partial P_C}{\partial I} = \alpha T_C - RI = 0, \quad (5.5)$$

откуда

$$I_{max\ cooling} = \alpha T_C / R, \quad (5.6)$$

при этом мощность теплового насоса

$$P_C max = -\Lambda \Delta T + \frac{\alpha^2 T_C^2}{2R}. \quad (5.7)$$

В нашем случае ток, соответствующий максимальной мощности, равен 3,64 А, а сама максимальная мощность равна 12,83 Вт.

Минимальная температура, которую можно достичь с помощью теплового насоса, соответствует температуре, при которой $P_C max = 0$:

$$\frac{\alpha^2 T_C^2}{2R} = \Lambda (T_H - T_C), \quad (5.8)$$

откуда

$$T_C min = \frac{-1 + \sqrt{1 + 2ZT_H}}{Z}, \quad (5.9)$$

$$Z = \alpha^2 / \Lambda R. \quad (5.10)$$

В нашем примере мы имеем $Z = 0.0028 K^{-1}$ и $T_C min = 249 K$. Ток, при котором получается минимальная температура, равен 3,26 А, при этом перекачиваемая мощность равна нулю. Таким образом, может быть достигнута любая температура выше 249 К.

Аналогичным образом можно вычислить значение тока, при котором будет иметь место максимальное значение коэффициента преобразования теплового насоса

$$\frac{\partial \varphi_C}{\partial I} = \left(-\Lambda \Delta T + \alpha T_C I - \frac{1}{2} R I^2 \right)^{-1} \cdot (\alpha \Delta T I + R I^2)^{-2} \cdot (\alpha \Delta T + 2 R I) +$$

$$+(\alpha\Delta T I + R I^2)^{-1} \cdot (\alpha T_C - R I) = 0, \quad (5.11)$$

отсюда получим

$$I = \frac{\alpha\Delta T}{\alpha < T >} \cdot (m + 1). \quad (5.12)$$

Это выражение может быть записано в виде

$$I = \frac{\alpha\Delta T}{R(m-1)}, \quad (5.13)$$

Подставляя выражение для I в уравнение (5.4) и проводя алгебраические преобразования, можно показать, что максимальное значение коэффициента преобразования термоэлектрического холодильника равно:

$$\varphi_{Copt} = \frac{T_C}{\Delta T} \left(\frac{m - T_H/T_C}{m+1} \right), \quad (5.14)$$

где $m = \sqrt{1 + Z < T >}$, а $\frac{T_C}{\Delta T}$, согласно данному выше определению, – эффективность цикла Карно для холодильника.

В данном случае имеем:

$$m = \sqrt{1 + Z < T >} = \sqrt{1 + 0,00288 \left(\frac{338+278}{2} \right)} = 1,374, \quad (5.15)$$

$$\varphi_{Copt} = \frac{278}{338-278} \left(\frac{1,374-338/278}{1,374+1} \right) = 0,308. \quad (5.16)$$

При этом ток будет равен

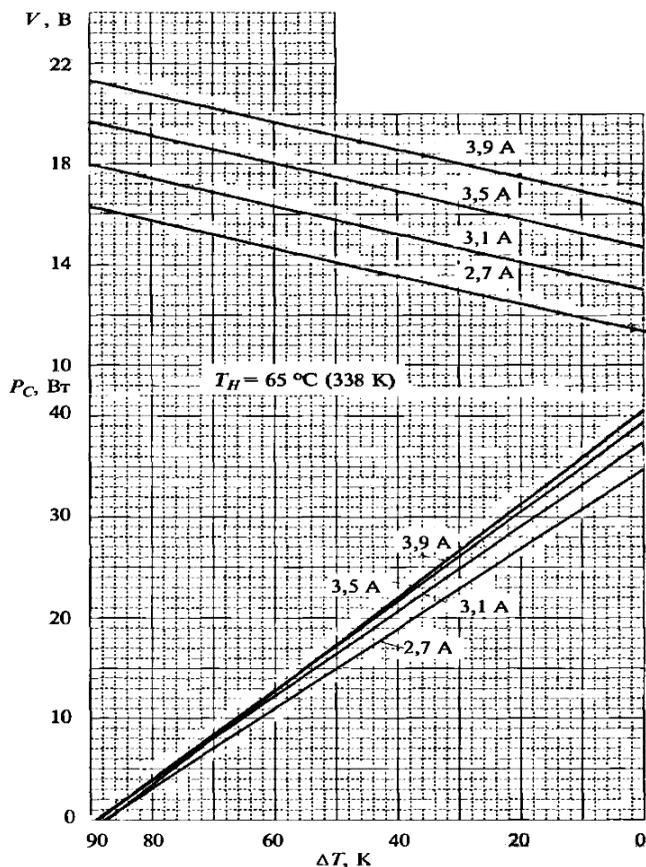
$$I = \frac{\alpha\Delta T}{R(m-1)} = \frac{0,055(338-278)}{4,2(1,374-1)} = 2,10 \text{ А}. \quad (5.17)$$

В табл. 18 проводится сравнение двух батарей, изготовленных из идентичных термопар. Каждая из батарей отводит 100 Вт тепла от стенки с температурой от 258 к 323 К. Одна батарея работает с минимальным числом элементов, т.е. при токе, который соответствует максимальному значению P_C . Вторая батарея работает в режиме, при котором ток имеет значение, соответствующее максимальному значению коэффициента преобразования. Большая эффективность второй батареи достигается за счёт большего числа используемых элементов. Обычно

характеристики термопар, используемых в качестве теплового насоса, представляют на графике, подобном изображённому на рис. 72, где приведена характеристика устройства из нашего примера, которая в определённой степени соответствует характеристике модуля Tellurex CZ1-1.0-127-1.27, представляющего собой батарею из 127 элементов, соединённых последовательно. Большое значение α , принятое выше, относится ко всему модулю, и, следовательно, α одного Элемента равно $\frac{0,055}{127} = 0,000433$ В/К.

Таблица 18 – Характеристики устройства, работающего в режиме максимального теплового потока P_C и оптимального φ_C при $P_C = 100$ Вт.

Режим	Число ячеек	P_E , Вт	P_H , Вт	φ , %
Максимум P_C	100	540	640	18,5
Оптимум φ_C	161	336	436	29,7



*Рис. 72 – Типичные характеристики элемента Пельтье
Основные расчетные соотношения для охлаждающего термоэлемента*

Рассмотрим работу термоэлемента, состоящего из двух полупроводниковых ветвей с электронной и дырочной проводимостями и из металлических контактных перемычек. При распространении постоянного тока в указанном направлении нижние перемычки нагреваются, а верхние – охлаждаются. В этом

случае верхнюю перемычку называют холодным спаем (температура T_x), а нижнюю – горячим спаем (температура T_r).

Количество теплоты, которое выделяет горячий спай, будет больше теплоты, которую поглощает холодный спай, на величину затрат электроэнергии [5]:

$$Q_r = P + Q_0. \quad (5.18)$$

Энергия P расходуется на совершение работы Апо перемещению зарядов против разности электрических потенциалов, возникающих в цепи при неравенстве T_r и T_x в соответствии с законом Зеебека. Таким образом,

$$A = Q_r - Q_x = \alpha \cdot T_r \cdot I - \alpha \cdot T_x \cdot I = \alpha \cdot I \cdot (T_r - T_x), \quad (5.19)$$

где α – коэффициент дифференциальной термоЭДС, зависящей от физических свойств материала и его температуры; I – сила тока.

Холодильный коэффициент обратного цикла термоэлемента, в котором роль рабочего вещества выполняет электронный газ и отсутствуют необратимые потери, определяется формулой

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{A} = \frac{\alpha \cdot T_x \cdot I}{\alpha \cdot I \cdot (T_r - T_x)} = \frac{T_x}{T_r - T_x}. \quad (5.20)$$

Величина ε совпадает с холодильным коэффициентом обратного цикла Карно, так как теплота отводится при постоянной температуре T_r , а подводится к горячему источнику при постоянной температуре T_x .

В действительности работа термоэлемента сопровождается необратимыми потерями двух типов: распространение тока по проводнику влечет Джоулевы потери, а по проводникам, из которых состоит цепь, непрерывно идет теплота от горячего спаю к холодному за счёт теплопроводности.

Джоулевы потери определяются соотношением:

$$Q_{дж} = I^2 \cdot R, \quad (5.21)$$

где R – сопротивление ветвей термоэлемента.

С высокой степенью точности можно считать, что половина теплоты, выделяющейся в цепи в виде Джоулевых потерь, поступает к холодному спая, а половина – к горячему.

Теплота, переходящая от горячего спая к холодному

$$Q_m = \lambda \cdot (T_\Gamma - T_x), \quad (5.22)$$

где λ – средний удельный коэффициент теплопроводности ветвей термоэлемента.

Таким образом, холодопроизводительность термоэлемента с учётом потерь определится из выражения

$$Q_0 = \alpha \cdot T_x \cdot I - 0,5 \cdot I^2 \cdot R - \lambda \cdot (T_\Gamma - T_x). \quad (5.23)$$

Теплота, отводимая от горячего спая,

$$Q = \alpha \cdot T_\Gamma \cdot I - 0,5 \cdot I^2 \cdot R - \lambda \cdot (T_\Gamma - T_x). \quad (5.24)$$

Реальная работа цикла с учетом потерь

$$A_{\text{ц.д.}} = Q - Q_0 = \alpha \cdot I \cdot (T_\Gamma - T_x). \quad (5.25)$$

Холодильный коэффициент реального цикла термоэлектрической холодильной машины

$$\varepsilon_D = \frac{\alpha \cdot T_x \cdot I - 0,5 \cdot I^2 \cdot R - \lambda \cdot (T_\Gamma - T_x)}{I^2 \cdot R + \alpha \cdot I \cdot (T_\Gamma - T_x)}. \quad (5.26)$$

Таким образом, холодильный коэффициент зависит от величины питающего термоэлемента тока. Можно показать, что максимальное значение холодильный коэффициент приобретает при токе [7]

$$I = \frac{\alpha \cdot (T_\Gamma - T_x)}{R \cdot [\sqrt{1 + 0,5 \cdot Z \cdot (T_\Gamma - T_x)} - 1]}. \quad (5.27)$$

Материалы для термоэлектрических преобразователей (термоэлектрики) характеризуются добротностью Z . Данный параметр определяется физическими свойствами термоэлектрика – электропроводностью σ , теплопроводностью k и коэффициентом термоЭДС α связанными формулой

$$Z = \sigma \cdot \alpha^2 / k. \quad (5.28)$$

Введем вспомогательный коэффициент M :

$$M = 1 + 0,5 \cdot Z \cdot (T_\Gamma - T_x) - 1.$$

Тогда, подставляя (2.10) в (2.9), получаем

$$\varepsilon_{max} = \frac{T_x}{T_r - T_x} \cdot \frac{M \cdot \frac{T_r}{T_x}}{M + 1}. \quad (5.29)$$

Важно отметить, что холодильный коэффициент зависит от разности температур ($T_r - T_x$), создаваемой термоэлектрической батареей, и величины Z , характеризующей свойства термоэлектрика. Холодильный коэффициент стремится к своему максимальному значению при $Z \rightarrow \infty$. Поэтому основная задача термоэлектрического материаловедения – повышение добротности используемых материалов [3].

Режимы работы охлаждающих термоэлементов

Термоэлектрический холодильник может работать в различных режимах, наиболее важными из которых являются: режим максимального холодильного коэффициента ε_{max} и режим максимальной холодопроизводительности Q_{max} . В первом случае термоэлемент будет наиболее эффективно преобразовывать потребляемую электрическую энергию в “холод”, во втором – в ущерб экономичности может быть получено наибольшее понижение температуры. Иными словами, режим ε_{max} характеризует наиболее экономичную работу термоэлектрического холодильника, в то время как режим Q_{max} обеспечивает максимальное количество отведённого тепла в единицу времени.

В условиях **максимальной холодопроизводительности** холодильный коэффициент можно представить в виде

$$\varepsilon_{max} = \frac{1}{2T_r} \cdot \left(T_x - \frac{2 \cdot (T_r - T_x)}{Z \cdot T_x} \right). \quad (5.30)$$

Режимы, близкие к максимальной холодопроизводительности, используются в маломощных системах, в которых экономия электроэнергии не является важным фактором. Напротив, в достаточно мощных устройствах целесообразно использовать режимы, близкие к условиям максимального холодильного коэффициента [3].

На практике термоэлектрические холодильники обычно работают при токах, составляющих 25 - 80 % I_{max} .

Для термоэлектрического охладителя очень просто изменять режим работы от ε_{max} до Q_{max} , и наоборот, а также работать в некотором промежуточном режиме путем изменения электрического напряжения. Иными словами, термоэлектрический охладитель отличается высокая функциональная гибкость.

Режим Q_{max} соответствует максимально возможному значению рабочего тока в термоэлементе. Для режима ε_{max} характерно то, что рабочий ток меняется в соответствии с изменением разности температур на спаях.

На рис. 73 и 74 представлены типичные графические зависимости холодильного коэффициента и холодопроизводительности от перепада температур на термоэлементе для случаев режима максимального холодильного коэффициента и максимальной холодопроизводительности [5].

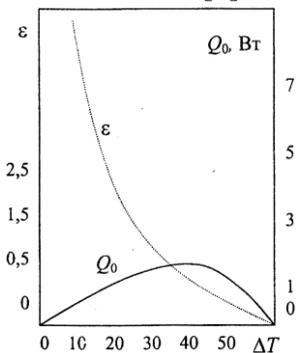


Рис. 73 – Зависимость холодильного коэффициента ε и холодопроизводительности Q_0 от разности температур для режима максимального холодильного коэффициента

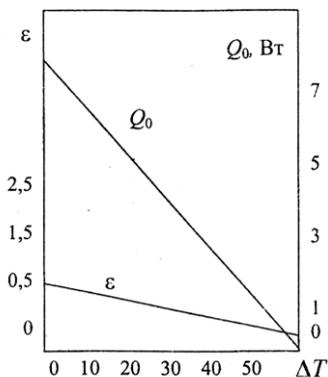


Рис. 74– Зависимость холодильного коэффициента ϵ и холодопроизводительности Q_0 от разности температур для режима максимальной холодопроизводительности

2. РАСЧЁТ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Расчёт охлаждающей термобатареи в режиме максимального холодильного коэффициента

Иногда требуется произвести расчёты основных параметров термобатареи при заданных условиях эксплуатации и заданной холодопроизводительности при использовании полупроводникового вещества с известными характеристиками. Такими параметрами являются:

- холодильный коэффициент;
- мощность, которую будет потреблять термобатарея из сети;
- теплота, выделяемая на горячих спаях.

Режим максимального холодильного коэффициента в практических целях используется достаточно редко.

Следует также учитывать, что расстояние между спаями термоэлемента обычно не превышает 2 мм, поскольку при малых длинах возникают слишком большие теплопритоки с горячего

спая на холодный. Чрезмерное же увеличение длины приводит к излишнему расходу материала и увеличению хрупкости конструкции.

Расчёт охлаждающей термобатареи в режиме максимальной холодопроизводительности

При заданной геометрии ветви и известных характеристиках полу-проводникового вещества требуется рассчитать:

- число термоэлементов;
- ток, проходящий через них;
- напряжение источника питания;
- потребляемую термобатареей мощность;
- холодильный коэффициент.

В табл. 19 представлены результаты и порядок расчёта конкретной термобатареи на основании следующих исходных данных: длина термоэлемента $l = 4$ мм; сечение $S = 5.5$ мм²; добротность материала $Z = 2.8 \cdot 10^{-3} K^{-1}$; коэффициент термо-ЭДС $\alpha = 3.7 \cdot 10^{-3} B/K$; коэффициент электропроводности $\sigma = 8 \cdot 10^4 Ом^{-1} \cdot м^{-1}$; требуемая холодопроизводительность $Q_0 = 20$ Вт; условия эксплуатации $T_x = 280 K$, $T_r = 310 K$.

Таблица 19- Результаты расчёта термобатареи

№ пп	Определяемая величина	Расчётная формула	Результат расчёта
1	Оптимальный ток $I_{опт}$, А	$I_{опт} = \alpha \cdot T_x \cdot \sigma \cdot S / 2 \cdot l$	5,7
2	Падение напряжения U_0 , В	$U_0 = \alpha \cdot T_r$	0,115
3	Холодильный коэффициент ε_d	$\varepsilon_d = \frac{1}{2T_r} \cdot (T_x - \frac{2 \cdot (T_r - T_x)}{Z \cdot T_x})$	0,96
4	Сопротивление терморпары R_0 , Ом	$R_0 = 2 \cdot l / \sigma \cdot S$	0,0182
5	Холодопроизводительность терморпары Q^* Ом	$Q^* = \frac{\alpha}{R_0} \cdot (\frac{T_x^2}{2} - \frac{T_r - T_x}{Z})$	0,22

6	Число термопар N	$N = Q_0/Q^*$	91
7	Мощность, затрачиваемая одной термопарой	$P_0 = Q_0/\varepsilon_d$	0,76
8	Мощность источника питания P_0 , Вт	$P = P_0 \cdot N$	69,16
9	Теплота горячих спаев Q_Γ , Вт	$Q_\Gamma = P + Q_0$	89
10	Напряжение источника питания U_Π , В	$U_\Pi = U_0 \cdot N$	10,5

Выбор стандартного термоэлектрического модуля для конкретного применения основывается, по крайней мере, на трёх параметрах [9].

Ими являются температуры горячей T_Γ и холодной T_x сторон модуля, а также тепловая нагрузка Q_0 , которую следует отводить от холодной стороны.

Расчёт температуры горячей стороны модуля

Горячей стороной модуля является та сторона, на которой тепло выделяется при подаче постоянного электрического тока. На эту сторону монтируется теплообменник. При использовании воздушного охлаждения последнего (естественный или вынужденный теплообмен), температура горячей стороны может быть рассчитана по формуле

$$T_\Gamma = T_{\text{окр}} + R_\Gamma \cdot Q_\Gamma, \quad (6.1)$$

где $T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$, R_Γ – тепловое сопротивление теплообменника горячей стороны модуля, $^\circ\text{C}/\text{Вт}$; Q_Γ – теплота, выделяемая на горячих спаих, Вт.

$$Q_\Gamma = P + Q_0, \quad (6.2)$$

здесь P – подводимая мощность, Вт.

Наличие теплового сопротивления теплообменника приводит к тому, что температура горячей стороны становится выше температуры окружающей среды на некоторую величину. Если

тепловое сопротивление неизвестно, то оценить эту величину можно для различных случаев теплообмена:

- естественная конвекция – от 20 до 40 °С;
- вынужденная конвекция – от 10 до 15 °С;
- жидкостное охлаждение – от 2 до 5 °С (выше температуры охлаждающей жидкости).

Теплообменник является ключевым компонентом данной конструкции. Если поверхность теплообмена оказывается недостаточной, то желаемое охлаждение может быть не достигнуто.

Расчёт температуры холодной стороны модуля

Холодной стороной термоэлектрического модуля является та сторона, на которой тепло поглощается при пропускании через термобатарею постоянного тока. Температура холодной стороны T_x должна быть ниже температуры охлаждаемого объекта $T_{об}$, особенно если он не находится с ней в непосредственном тепловом контакте

$$T_x = T_{об} - R_x \cdot Q_0. \quad (6.3)$$

Расчёт требуемой холодопроизводительности

Расчёт тепловой нагрузки, которую необходимо отводить с холодной стороны модуля для понижения температуры охлаждаемого объекта на определённую величину, представляется достаточно сложным, так как все тепловые нагрузки должны быть учтены. Среди таких нагрузок необходимо указать следующие:

- непосредственно тепло, которое необходимо отводить от охлаждаемого объекта для понижения его температуры на определённую величину:

$$Q = i \cdot G, \quad (6.4)$$

где i – энтальпия охлаждаемого вещества, G – его массовый расход, кг/с;

- теплоприток с горячей стороны модуля вследствие теплопроводности;

– тепло, выделяемое проводниками при прохождении через них электрического тока (с высокой степенью точности полагают, что половина Джоулевого тепла $I^2 \cdot R$ поступает на холодную сторону, а половина – на горячую);

– теплоприток через слой теплоизоляции

$$Q_{\text{прит}} = \lambda \cdot \Delta T \cdot S / \delta, \quad (6.5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/м·К; δ – толщина слоя теплоизоляции, м; ΔT – перепад температур по толщине слоя, К; S – поверхность теплоизоляции, м²;

– затраты “холода” на охлаждение материалов конструкции (теплообменник, трубопроводы подачи и т. д.).

Управление работой термоэлектрического охладителя

Работа любого термоэлектрического модуля характеризуется параметрами I_{max} , V_{max} , Q_{max} и ΔT_{max} при определённом значении $T_{\text{г}}$. Работа при максимальных значениях тока относительно неэффективна вследствие высоких значений Джоулевого тепла. Поэтому обычно работают при значениях тока, составляющих от 25 до 80 % его максимальной величины. Подводимая мощность определяет температуру горячей стороны и холодопроизводительность при данной нагрузке.

Для любого термоэлектрического охладителя значение Q_{max} соответствует I_{max} и V_{max} при нулевой разности температур. Значение ΔT_{max} соответствует максимальной разности температур между холодной и горячей сторонами модуля для I_{max} и V_{max} при отсутствии нагрузки $Q_0 = 0$.

3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНЫХ ПРОДУКТОВ ДЛЯ РАСЧЁТА И ВЫБОРА СТАНДАРТНЫХ МОДУЛЕЙ

На начальном этапе проектирования термоэлектрической системы необходимо определить, при каких параметрах она должна работать. Этими параметрами являются температура

окружающей среды и температура объекта, который требуется охладить. Разность данных температур окажет влияние на эффективность работы системы охлаждения. Кроме того, важной характеристикой является требуемая холодопроизводительность – тепло, которое должно быть отведено от объекта с помощью термоэлектрических модулей. Эта величина определит количество модулей. С помощью любой из указанных программ может быть рассчитано значение холодопроизводительности, если известны размеры системы охлаждения, характеристики изоляции и другие величины.

С помощью программы “Kryotherm” осуществим расчёт холодопроизводительности.

На основе анализа исходных данных система выдаст ответ на вопрос, сколько модулей и какого типа необходимо использовать в системе охлаждения. Предлагаемое количество модулей зависит от выбранного варианта оптимизации – по минимуму стоимости модулей или по максимальному значению холодильного коэффициента. В случае оптимизации по стоимости количество модулей минимально, однако эффективность их работы ниже, чем в режиме максимума холодильного коэффициента. В разделе программы "Выбор модуля" указываются необходимые рабочие параметры модуля – оптимальные ток, напряжение, потребляемая мощность и другие величины.

Для каждого из вариантов предлагаются графические зависимости параметров и дополнительная информация, из чего можно получить более полное представление о работе термоэлектрической системы охлаждения.

Одним из самых важных вопросов для разработчиков термоэлектрических устройств является проблема обеспечения передачи тепла от объекта к холодной стороне модуля и от горячей стороны к среде. Для того чтобы не было значительных паразитных перепадов температуры на элементах конструкции, необходимо использовать высокоэффективные радиаторы, в

том числе охлаждаемые потоком жидкости. Определяющей характеристикой радиатора является величина его теплового сопротивления. Программа дает рекомендации касательно того, какую величину теплового сопротивления должен иметь радиатор на горячей стороне термоэлектрических модулей и каким образом можно выбрать из каталогов подходящий радиатор.

Программа производит подбор наиболее подходящих модулей для разрабатываемой термоэлектрической системы охлаждения. Для такого подбора нужно задать определенный набор входных данных – температуру окружающей среды (T_{ambient}), температуру охлаждаемого объекта (T_{object}), холодопроизводительность (Q_{cold}), а также тепловое сопротивление на холодной стороне системы охлаждения (R_{cold}).

Величина R_{cold} характеризует полное тепловое сопротивление между объектом и холодной стороной всех термоэлектрических модулей. В качестве первого приближения можно принять, что тепловое сопротивление на холодной стороне равняется нулю. Если разработчиком уже решено, как будет осуществляться передача тепла от объекта к модулям, то следует ввести суммарную величину теплового сопротивления выбранных радиаторов.

Также можно указать, каким способом будет охлаждаться горячая сторона системы. Теплопередача от горячей стороны термоэлектрических модулей может осуществляться путем естественной или вынужденной конвекции, а также при помощи потока жидкости. При подборе варианта использования модулей такие пожелания учитываются величиной теплового сопротивления R_{hot} .

На основе исходных данных программой будут рассчитаны температуры горячей T_{hot} и холодной T_{cold} сторон модуля.

Для определения холодопроизводительности необходимо задать геометрию объекта, т. е. определить его форму и размеры. С помощью так называемых радиокнопок в меню про-

граммы можно выбрать одну из форм (параллелепипед или цилиндр), наиболее подходящую для проектируемого объекта. Затем необходимо ввести внутренние размеры объекта. В случае параллелепипеда это будут ширина W_i , высота H_i , длина L_i , в случае цилиндра это будут высота H_i и диаметр D_i .

Под нагрузкой W_{object} понимается выделяющаяся в объекте тепловая энергия, которая должна быть отведена с помощью термоэлектрических модулей. Если в объекте тепловыделение отсутствует, то следует выбрать пассивную нагрузку. В противном случае следует выбрать активную нагрузку и задать численное значение тепловой энергии, которая выделяется в охлаждаемом объекте.

Для того чтобы температура объекта поддерживалась более низкой, чем температура окружающей среды, выгодно применять тепловую изоляцию объекта. Программа предлагает список материалов, которые обычно используют в качестве изоляторов. Также необходимо ввести толщину изоляции.

Довольно часто возникает необходимость охлаждения объекта до определенной температуры за какое-то время, т. е. речь идёт о нестационарном режиме. В этом случае необходимо указать время, за которое объект должен понизить свою температуру от T_{ambient} до T_{object} , а также ввести характеристики материала объекта – его плотность и удельную теплоёмкость. Для наиболее распространенных материалов программа приводит список данных характеристик.

В результате расчёта определяется требуемая холодопроизводительность Q_{cold} . На основе этого значения для системы охлаждения будут подобраны подходящие термоэлектрические модули.

В случае стационарного режима значение холодопроизводительности Q_{cold} необходимо поддерживать постоянным во времени. В случае нестационарного режима значение холодопроизводительности Q_{cold} необходимо поддерживать в течение за-

данного времени охлаждения. По истечении этого времени объект достигает температуры T_{object} , и в дальнейшем потребуется поддерживать меньшее значение холодопроизводительности – холодопроизводительность в стационарном режиме Q_{stat} . В нестационарном режиме значение Q_{cold} стремится к значению Q_{stat} , если время охлаждения стремится к бесконечности.

В качестве результатов расчёта приводится величина теплового сопротивления между объектом и окружающей средой R_{ins} , а также внутренний объем параллелепипеда или цилиндра.

Программа приводит список всех термоэлектрических модулей, с помощью которых можно обеспечить заданные требования к системе охлаждения, и их оптимальные характеристики. Задача подбора варианта для термоэлектрической системы охлаждения решается в одном из двух режимов – максимального холодильного коэффициента (COP) или минимальной стоимости модулей. Основной особенностью режима максимального холодильного коэффициента является повышенная экономичность работы, но при этом требуется достаточно большое количество модулей. В режиме минимальной стоимости задача может быть решена при использовании меньшего количества модулей, однако значения холодильного коэффициента оказываются заниженными.

При любой выбранной оптимизации разработчик имеет возможность просмотреть варианты в том порядке, в котором они расположены в каталоге, либо отсортировать их по оптимизируемому параметру (холодильному коэффициенту или стоимости модулей).

Также предоставляется возможность вывести на экран и на печать произвольное количество вариантов. В этом случае необходимо задать начальную и конечную позиции списка решений. Использование несортированного списка позволяет просматривать отдельные группы модулей.

Программа предлагает варианты применения всех термоэлектрических модулей стандартного ряда, которые могут удовлетворить заданным условиям охлаждения.

Каждый модуль следует использовать в количестве m штук, причем для случаев оптимизации по холодильному коэффициенту и по минимальной стоимости модулей будут предложены различные значения m . В каждом варианте приводится значение COP (холодильного коэффициента).

К каждому модулю необходимо прикладывать рабочее напряжение U (В) и рабочий ток I (А). W (Вт) – электрическая мощность, потребляемая модулем от источника питания. Q_{hot} (Вт) – тепловая энергия, выделяющаяся на горячей стороне термоэлектрического модуля. Для отвода данной энергии рекомендуется иметь на каждый модуль теплообменный аппарат с тепловым сопротивлением, равным или меньшим величины R_{hot} .

Для достижения заданных величин основных параметров необходимо выполнить проектирование многокаскадного термоэлектрического модуля.

Многокаскадные модули применяются в системах глубокого охлаждения, холодильниках с большим перепадом температур, системах охлаждения научных, исследовательских и специальных приборов. Также используются для охлаждения ИК-приемников, детекторов рентгеновского излучения и других датчиков.

Для верхних каскадов многокаскадных модулей используется оптимизированный термоэлектрический материал, который позволяет получать большую величину ΔT при меньшем количестве каскадов. Это позволяет производить многокаскадные модули с оптимальными весогабаритными характеристиками и низким энергопотреблением.

Выбор стандартного термоэлектрического модуля для конкретного применения основывается, по крайней мере, на трёх параметрах. Ими являются температуры горячей $T_{\text{г}}$ и холодной

T_x сторон модуля, а также тепловая нагрузка Q_0 , которую следует отводить от холодной стороны.

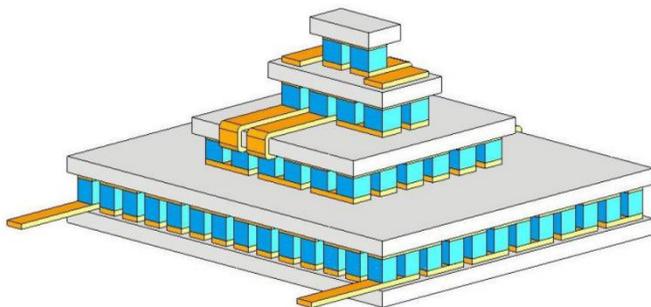


Рис. 75 - Модуль ТВ-4-(83-18-4-1)-1,3

Выбор стандартного термоэлектрического модуля для конкретного применения основывается, по крайней мере, на трёх параметрах. Ими являются температуры горячей T_r и холодной T_x сторон модуля, а также тепловая нагрузка Q_0 , которую следует отводить от холодной стороны.

В качестве опытного образца было решено использовать модуль ТВ-4-(83-18-4-1)-1,3 российской компании «CRYOTHERM». Этот модуль способен обеспечить разницу температур $\Delta T_{\max} = 138$ К при следующих параметрах: $I_{\max} = 3,7$ А; $U_{\max} = 10$ В; $R_{ac} = 2,37$ Ом; $Q_{\max} = 0,8$ Ватт.

Расчёт проводился в программе расчета характеристик термоэлектрических модулей и систем охлаждения «Крыотерм». Был осуществлен подбор оптимальных значений параметров ниже максимальных, условий охлаждения, изоляции и др. В результате, при наиболее оптимальном комплексе параметров удалось добиться снижения температуры – с 20°C до $-142,3^{\circ}\text{C}$, то есть на $162,3^{\circ}\text{C}$. Таким образом, с помощью использования

термоэлектрической системы охлаждения температура понизилась до 131 К.

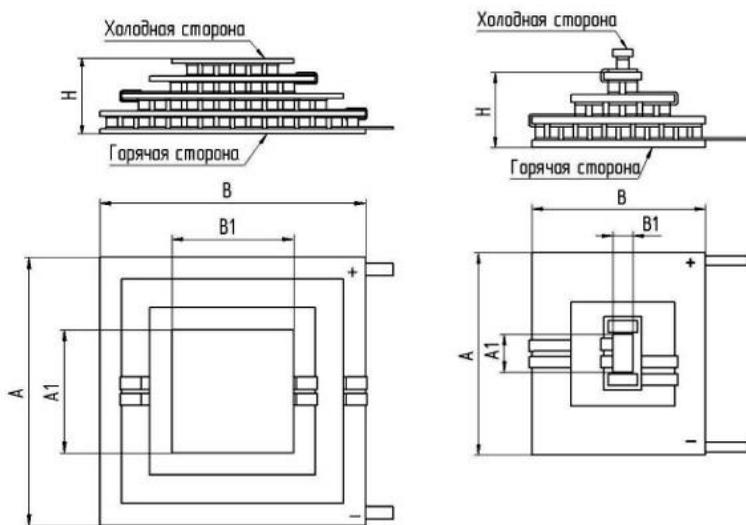


Рис. 76 - Схема модуля TB-4-(83-18-4-1)-1,3

Thermoelectric System Calculation

Select module Connection Calculate Rh Calculate Rc Insulation Calculate system Print File Options Help Close

TB-4-(83-18-4-1)-1,3 **I_{max} (Amps)= 3.7** **Q_{max} (Watts)= 0.8** **U_{max} (Volts)= 10.0** **dT_{max} (K)= 138**

Module determination...

Select module Number of modules n = 4

Connection
 series ns = 1
 parallel nps = 4
 series-parallel

Power source
 Voltage Current
 U (V) = 5.00

Ambient ...
 T_a (°C) = 20

Object heat rejected ...
 W_{obj} (W) = 0.00

Hot side parameters ...
 R_h (K/W) = 0.743

Cold side parameters ...
 R_c (K/W) = 2.924

Insulation ...
 R_{ins} (K/W) = 10000000

Ideal

Parameters...
 per module per system

CDP = 0.000

Main result

Object temperature
 T_{ob} (°C) = -142.3

Temperatures (°C)	Temperature differences (°C)
T _h = -73.0	T _h -T _a = 7.0
T _a = -80.0	T _a -T _{ob} = 62.3
T _{ob} = -142.3	T _{ob} -T _c = 0.0
T _c = -142.3	T _h -T _c = 69.3

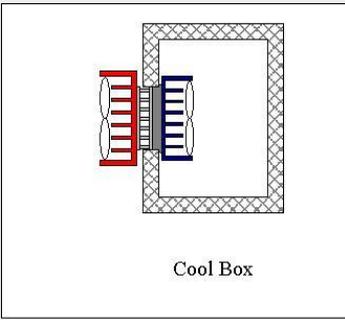


Рис. 77 - Расчет характеристик термоэлектрических модулей и систем охлаждения в программе «Kryoterm».

4. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Конструктивная схема лабораторной установки приведена на рис. 78, она включает в себя: термоэлектрический генератор, измеритель-регулятор двухканальный ОВЕН 2ТРМ1, вольтметр, амперметр, реостат, нагреватель и радиатор с принудительным охладителем. Электрическая схема стенда приведена на рис. 79.

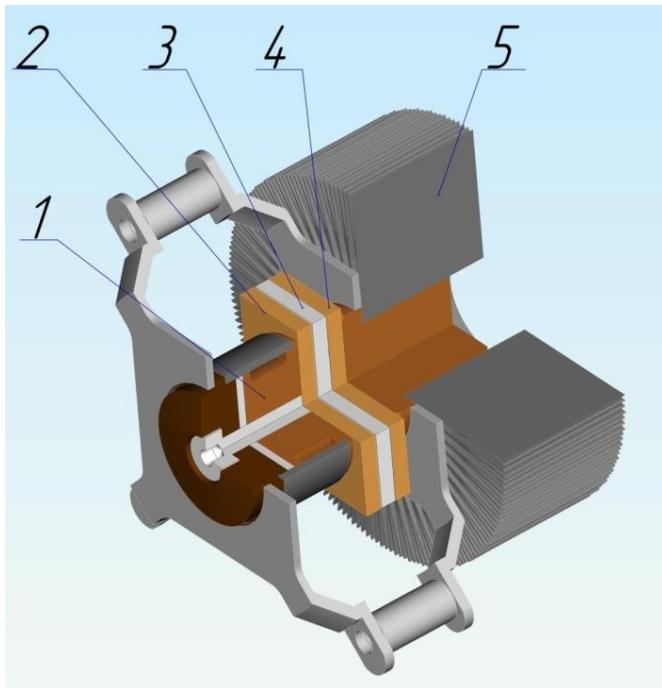


Рис. 78 -Принципиальная схема размещения элемента

Пельтье:

1-нагреватель; 2- горячая сторона; 3 – термоэлектрический генератор (охладитель); 4 – холодная сторона; 5 – радиатор

Основные характеристики установки:

– мощность вентилятора $P_{\text{вент}}=3,5$ Вт;

- объёмный расход воздуха вентилятором 37 CFM;
- частота вращения $n_{\text{вент}}=3100$ об/мин.

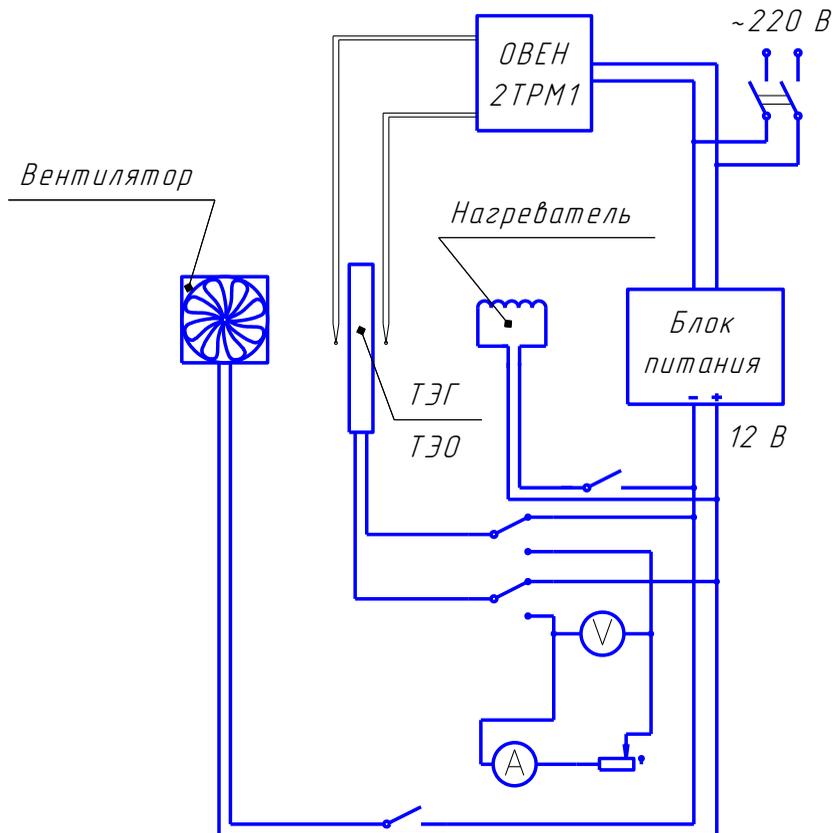


Рис. 79 – Принципиальная электрическая схема стенда



Рис. 80 – Положение переключателей для замера вольтамперной характеристики ТЭГ

Лабораторная работа № 1. Исследование характеристик термоэлектрического генератора

Порядок проведения лабораторной работы

1. Включается общий выключатель питания установки. При этом записывается начальная температура горячей и холодной стороны термоэлектрического генератора (ТЭГ) с помощью двухканального измерителя Овен 2ТРМ1.
2. Переводится переключатель ТЭГ в первое положение на режим термоэлектрического генератора.
3. Переключатели режимов мультиметров переводятся в положение соответствующее рис. 5.3.
4. Включается питание мультиметров и нагревателя, при этом производится замер силы тока, напряжения и температур горячей и

холодной сторон ТЭГ с установленной нагрузкой на ТЭГ 15 Ом и интервалом в 60 с, а после достижения температуры на горячей стороне 100⁰С включается питание охладителя. Далее следует повторный замер температур силы тока и напряжения до установления равновесного состояния ТЭГ. Мощность нагревателя в зависимости от температуры незначительно изменяется в связи с увеличением сопротивления нагревательной спирали.

5. Производится замер силы тока и напряжения ТЭГ на установленном режиме (при включённом охладителе радиатора). Для построения ВАХ ТЭГ с помощью реостата изменяется нагрузка от 0 до 34 Ом, при этом записываются показания вольтметра и амперметра для шести различных положений реостата (с одинаковым шагом), при этом также снимаются показания напряжения холостого хода и ток короткого замыкания ТЭГ.

6. Выключается питание нагревателя и охладителя после достижения равновесного состояния и также производится замер температуры горячей и холодной стороны ТЭГ с интервалом в 1 минуту 7 замеров.

Таблица 9.1 – Бланк регистрации экспериментальных данных

Показания приборов								
№	τ , <i>мин</i>	$t_x, ^\circ\text{C}$	$t_\Gamma, ^\circ\text{C}$	I, A	U, B	U_R, B	I_R, A	R , Ом
1								
...								

Таблица 9.2 – Бланк регистрации расчетных данных

Расчетные данные								
№	v , $^\circ\text{C}$	$\ln v$	M , мин^{-1}	$\alpha\Sigma$, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$Q_{\text{окр.ср}}$, Вт	P , Вт	W , Вт	η
1								
...								

Обработка экспериментальных данных

1. Определить мощность нагревателя ТЭГ из зависимости, представленной в приложении:

$$P_n = f(\Delta T) \text{ (Вт)}.$$

2. Рассчитать мощность, вырабатываемую ТЭГ на установившемся режиме, при максимальной разности температур горячей и холодной сторон:

$$W = I_{\text{ТЭГ}} \times U_{\text{ТЭГ}} \text{ (Вт)}.$$

3. Определить избыточную температуру $v = T_{\text{ТЭГ}} - T_{\text{окр.ср}}$.

4. Построить зависимость $\ln v = f(\tau)$.

5. Определить M и $\alpha \Sigma$ по формулам 4.34 и 4.35 соответственно.

6. Рассчитать мощность теплового потока, поступающего в окружающую среду от ТЭГ:

$$Q_{\text{окр.ср.}} = \alpha \Sigma \cdot F \cdot (t_{\text{ТЭГ.ср}} - t_{\text{окр.ср}}).$$

7. Определить КПД ТЭГ:

$$\eta = W / (P - Q_{\text{окр.ср.}}).$$

8. Рассчитать термоэлектрический генератор.

Исходные данные:

- выходная мощность 2 Вт;
- напряжение на выводах 3 В;
- температура его горячей стенки 400 К;
- температура холодной – 300 К.

Характеристики материалов термопары следующие:

- коэффициент Зеебека (усреднённый по рабочему диапазону температур) – 0,0007 В/К;
- электрическое сопротивление ветви А – 0,002 Ом·см;
- электрическое сопротивление ветви В – 0,003 Ом·см;
- теплопроводность ветви А – 0,04 Вт/(см·К);
- теплопроводность ветви В – 0,03 Вт/(см·К);
- максимально возможная плотность электрического тока – 15 А/см².

Определить:

- 1) максимальную тепловую эффективность;
- 2) число последовательно соединённых термопар в элементе ТЭГ;

- 3) размеры каждой из ветвей термопары (А и В);
- 4) электродвижущую силу (ЭДС);
- 5) тепловую мощность на входе и выходе при полной (максимальной) нагрузке, без нагрузки.

Содержание отчета

1. Принципиальная схема установки.
2. Протокол записи показания измерительных приборов.
3. Обработанные результаты эксперимента.
4. Графики зависимости напряжения и силы тока ТЭГ на установившемся режиме в зависимости от нагрузки $U_{\text{ТЭГ}}=f(I_{\text{ТЭГ}})$, мощности ТЭГ от температурного перепада между горячей и холодной стороной $P_{\text{ТЭГ}}=f(\Delta T_{\text{ТЭГ}})$.
5. Выводы.

Лабораторная работа № 2. Исследование характеристик термоэлектрического охладителя

Порядок проведения лабораторной работы

1. Включается общий выключатель питания установки. При этом записывается начальная температура горячей и холодной стороны термоэлектрического охладителя (ТЭО) с помощью двухканального измерителя Овен 2ТРМ1.

2. Переводится переключатель ТЭГ во второе положение на режим термоэлектрического охладителя.

3. Включается питание охладителя и вентилятора радиатора ТЭО, производится замер температур горячей и холодной сторон ТЭО с интервалом в 2 минуты - до достижения равновесного состояния. Выключается питание ТЭО и вентилятора после достижения равновесного состояния и также производится замер температуры горячей и холодной стороны ТЭО: с интервалом в 30 секунд 6 замеров.

4. В случае появления на холодной стороне ТЭО капель влаги (конденсата) записывается температура точки росы t_p для определения $\rho_i - d$ диаграмме относительной влажности φ и влагосодержания d_b в окружающем воздухе. Мощность вентилятора охладителя принимается $P_{\text{вент}} = 4$ Вт, частота вращения $n_{\text{вент}} = 3100$ об/мин, объёмный расход воздуха в минуту вентилятором $Q_b = 37$ CFM; добротность материала $Z = 2.8 \cdot 10^{-3} K^{-1}$; коэффициент термоЭДС $\alpha = 3.7 \cdot 10^{-3} V/K$; коэффициент электропроводности $\sigma = 8 \cdot 10^4 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$; источник питания $U_{\text{п}} = 12$ В.

Таблица 10.1 – Бланк регистрации экспериментальных данных

Показания приборов				
№	ТЭО включён		ТЭО выключен	
1	$t_x, ^\circ\text{C}$	$t_r, ^\circ\text{C}$	$t_x, ^\circ\text{C}$	$t_r, ^\circ\text{C}$
...				
12				

Таблица 10.2 – Бланк регистрации расчётных данных

Расчётные данные													
№	$v, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\ln v$	$M, \text{ мин-1}$	$\alpha\Sigma, \text{ Вт/(м2K)}$	$Q_{\text{окр.ср}}, \text{ Вт}$	$P_{\text{ТЭО}}, \text{ Вт}$	ε_{max}	$Q_0, \text{ Вт}$	$Q_{\Gamma}, \text{ Вт}$	$U_0, \text{ В}$	$R_0, \text{ Ом}$	$W, \text{ Вт}$	φ_c
1													
...													

Обработка экспериментальных данных

1. Определить мощность охладителя в зависимости от разности температур между холодной и горячей стороной ТЭО (см. приложение).

$$P_{\text{ТЭО}} = f(\Delta T), \text{ Вт.}$$

2. Рассчитать вспомогательный коэффициент M

$$M = 1 + 0.5 \cdot Z \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{X}}) - 1.$$

3. Определить холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{max}} = \frac{T_{\text{X}}}{T_{\Gamma} - T_{\text{X}}} \cdot \frac{M - \frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{X}}}}{M + 1}.$$

4. Определить холодопроизводительность термоэлемента, Вт:

$$Q_0 = P_{\text{ТЭО}} \cdot \varepsilon_{\text{max}};$$

– теплоту горячих спаев, Вт:

$$Q_{\Gamma} = P_{\text{ТЭО}} + Q_0;$$

– падение напряжения, В:

$$U_0 = \frac{\alpha \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{X}}) \cdot M}{M - 1};$$

– число термопар N :

$$N = \frac{U_{\text{п}}}{U_0};$$

– оптимальный ток, А:

$$I_{\text{опт}} = \frac{P}{U_{\text{п}}};$$

– сопротивление термобатареи, Ом:

$$R = \frac{\alpha \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{X}}) \cdot N}{I_{\text{опт}} \cdot \left[\sqrt{1 + 0.5 \cdot Z \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{X}}) - 1} \right]};$$

– сопротивление термопары, Ом:

$$R_0 = R/N.$$

5. Соотношение длины и сечения ветви:

$$\frac{1}{S} = y \cdot R_0/2;$$

– сечение ветви, мм²:

$$S = 1/N.$$

6. Определить избыточную температуру:

$$v = T_{\text{ТЭО}} - T_{\text{окр.ср.}}$$

7. Построить зависимость $lnv = f(\tau)$.

8. Определить M и $\alpha\Sigma$ по формулам 4.34 и 4.35, соответственно (лабораторной работы №1).

9. Рассчитать мощность теплового потока, поступающего от радиатора ТЭО к окружающей среде и от неё - к холодной стороне ТЭО:

$$Q_{\text{окр.ср.}} = \alpha_{\Sigma} \cdot F \cdot (t_{\text{ТЭО.ср. гор.ст.}} - t_{\text{окр.ср.}}) \text{Вт},$$

$$Q_{\text{ТЭО}} = \alpha_{\Sigma} \cdot F \cdot (t_{\text{окр.ср.}} - t_{\text{ТЭО.ср. хол.ст.}}) \text{Вт}.$$

10. Рассчитать тепловую мощность, вырабатываемую ТЭО на установившемся режиме, при максимальной разности температур горячей и холодной стороны:

$$W = Q_{\text{окр.ср.}} + Q_{\text{ТЭО}} \text{Вт}.$$

11. Определить КПД ТЭО:

$$\varphi_c = W / (P_{\text{ТЭО}} - Q_{\text{окр.ср.}}).$$

12. Определить влажность воздуха ϕ через точку росы (в случае её появления) по i - d диаграмме влажного воздуха, представленной в приложении (пример изображён на рис 10.1).

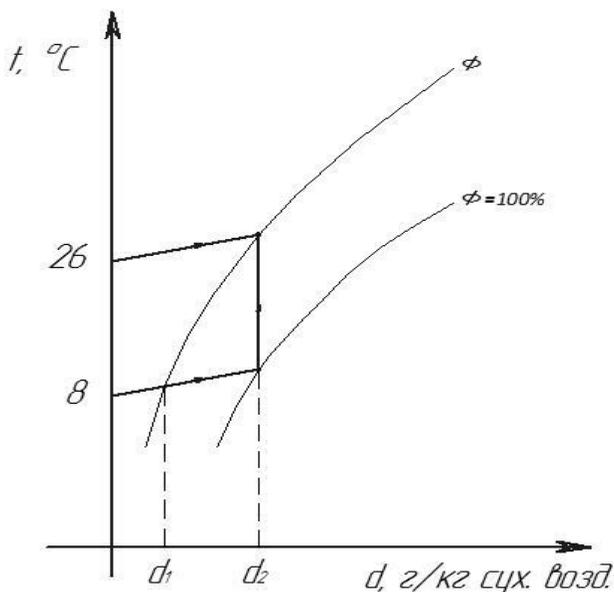


Рис. 80 – Пример к определению влажности воздуха

13. Рассчитать количество влаги, выделившейся из воздуха на холодной стороне ТЭО:

$$D = d \cdot Q_B (\text{г/кг сух. возд.}).$$

14. Рассчитать термоэлектрический охладитель.

Исходные данные:

- выходная мощность 2 Вт;
- напряжение на выводах 12 В;
- температура горячей стенки (среднее значение, полученное из экспериментальных данных) К;
- температура холодной стенки (среднее значение, полученное из экспериментальных данных) К.

Характеристики материалов термопары следующие:

- длина термоэлемента $l = 4$ мм;
- сечение $S = 5.5$ мм²;
- добротность материала $Z = 2.8 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$;
- коэффициент термоЭДС $\alpha = 3.7 \cdot 10^{-3} \text{ В/К}$;
- коэффициент электропроводности $\sigma = 8 \cdot 10^4 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{ м}^{-1}$;

– требуемая холодопроизводительность $Q_0 = 2$ Вт;
– условия эксплуатации $T_x = K$, $T_r = K$ (максимальные полученные значения в ходе эксперимента при включённом ТЭО).

Определить:

- 1) число термоэлементов;
- 2) ток, проходящий через них;
- 3) напряжение источника питания;
- 4) потребляемую термобатареей мощность;
- 5) холодильный коэффициент.

Содержание отчета

1. Принципиальная схема установки.
2. Протокол записи показания измерительных приборов.
3. Обработанные результаты эксперимента.
4. Графики зависимости изменения температуры горячей и холодной стороны ТЭО до установившегося режима в зависимости от времени $\Delta T_{\text{ТЭО}} = f(\tau_{\text{ТЭО}})$.
5. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое термоэлектрический генератор?
2. Применение элементов Пельтье.
3. Каковы особенности эксплуатации элементов Пельтье?
4. Принцип работы термоэлектрического генератора.
5. Способы оптимизации эффективности термопары.
6. На чем основывается эффект Пельтье?
7. Чем вызван эффект Зеебека?
8. Что такое эффект Томсона?
9. От чего зависит добротность материала и что это такое?
10. Назовите основные элементы лабораторной установки.
11. Группы интервалов рабочих температур термопар?
12. Достоинства элементов Пельтье?
13. Недостатки элементов Пельтье?
14. Допущения метода регулярного режима применительно к ТЭГ, ТЭО.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

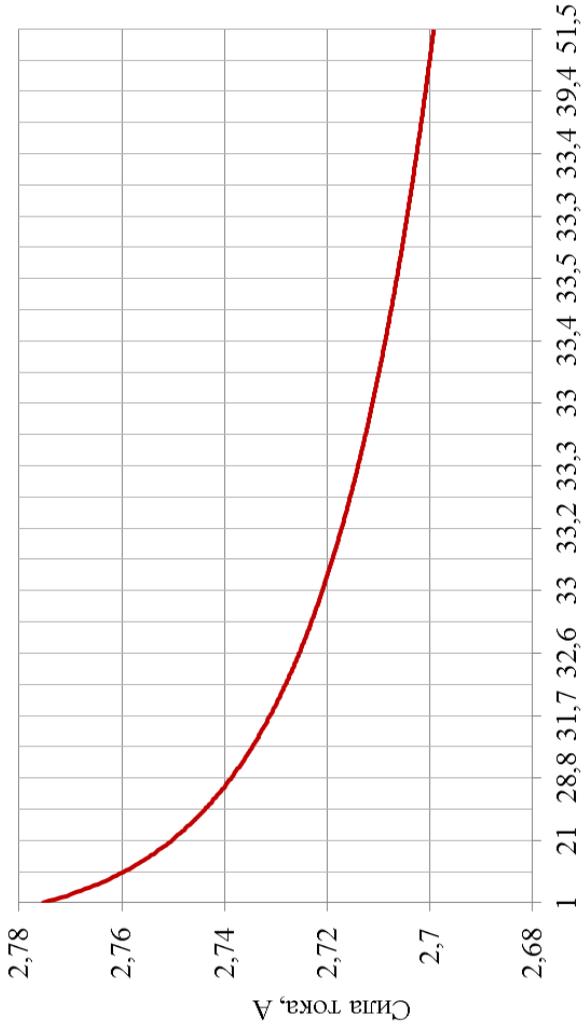
После детального изучения эффекта Пельтье можно сделать вывод:

несмотря на то, что использование эффекта Пельтье требует дополнительных мер и исследований по изучению безопасного и рационального использования модулей Пельтье в качестве охлаждающих устройств, это явление считается перспективным и полезным для человека и цивилизации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иоффе А.Ф. Полупроводниковые термоэлементы. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1956.
2. G.D. Mahan. Good Thermoelectrics// Solid State Physics. 1998. Vol. 51,pp. 81–157.
3. Булат Л.П. Термоэлектрическое охлаждение: состояние и перспективы // Холодильная техника. 1999. № 7, с. 12–14.
4. Thermoelectric Materials – New Directions and Approaches // MRS, Pittsburgh, 1998. V.478. – 348 p.
5. Холодильные машины: учеб. для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / [А.В. Бараненко и др.]; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
6. Handbook of Thermoelectric – London, N.Y.: CRC Press, 1995.
7. Anatyshuk L.I. Physics of Thermoelectricity. – Kyiv, Chernivtsi: Institute of Thermoelectricity. 1998.
8. Stockholm J.G. Current state of Peltier cooling // Proceedings of XVI Intern. Conf. On Thermoelectrics. Dresden, Germany. 1997.
9. Godfrey S. An Introduction to Thermoelectric Coolers // Electronics Cooling. 1996. vol.2. No.3.
10. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: учеб. пособие для вузов. В 10 т. Т. VIII. Электродинамика сплошных сред. – 4-е изд., стер.-М.: Физматлит, – 656 с.
11. Наркевич И.И., Вомлянский Э.И., Лобко С.И., Физика: учеб.– Мн.: Новое знание, 2004. – 680 с.
12. Физика: Энциклопедия / под. ред. Ю.В. Прохорова. – М.: Большая Российская Энциклопедия, 2003. – 944 с.
13. Физическая энциклопедия, т. 5. Стробоскопические приборы – яркость/ гл. ред. А.М. Прохоров; ред. кол.: Д.М. Балдин, Большая Российская Энциклопедия, 1998. – 760 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ



Перепад температур между горячей и холодной стороной ТЭГ, 0С

Рис. III - Зависимость силы тока в нагревательной спирали ТЭГ от разницы температур между его горячей и холодной сторонами при напряжении питания 11,85 В

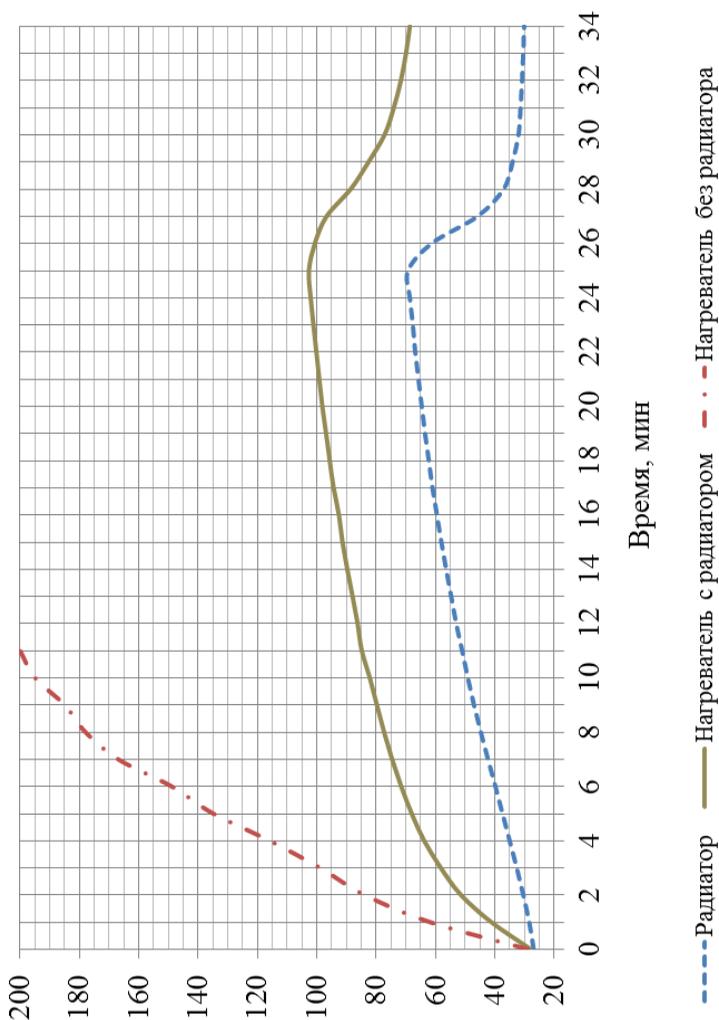


Рис. П2 - Зависимость температуры горячей стороны ТЭГ от времени нагрева с радиатором на холодной стороне и без него соответственно (после 25 минут нагрева включён охладитель радиатора)

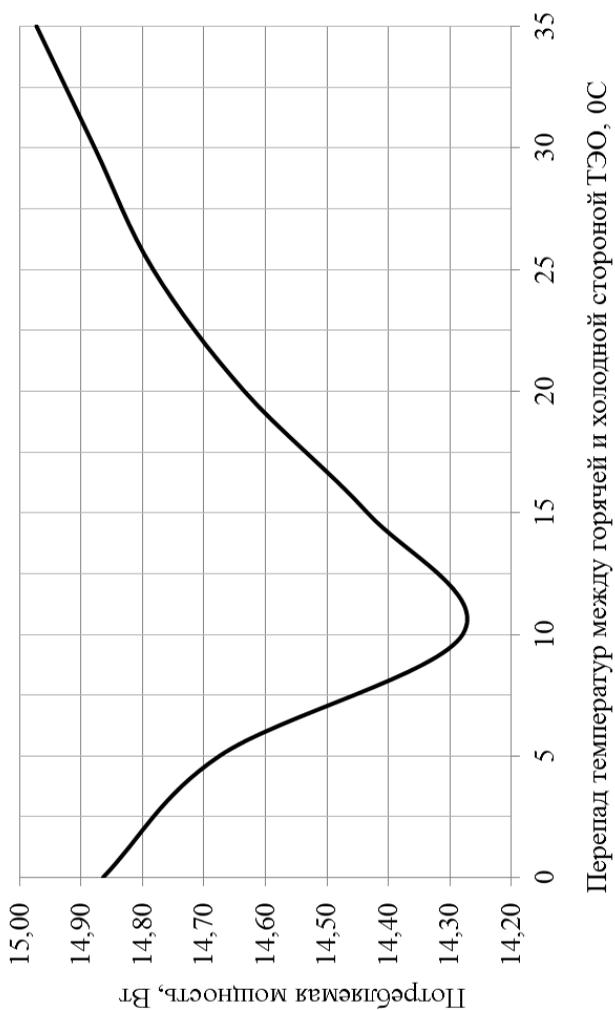


Рис. ПЗ - Зависимость мощности потребляемой элементом Пельтье от разницы температур между его горячей и холодной сторонами при напряжении питания 12 В

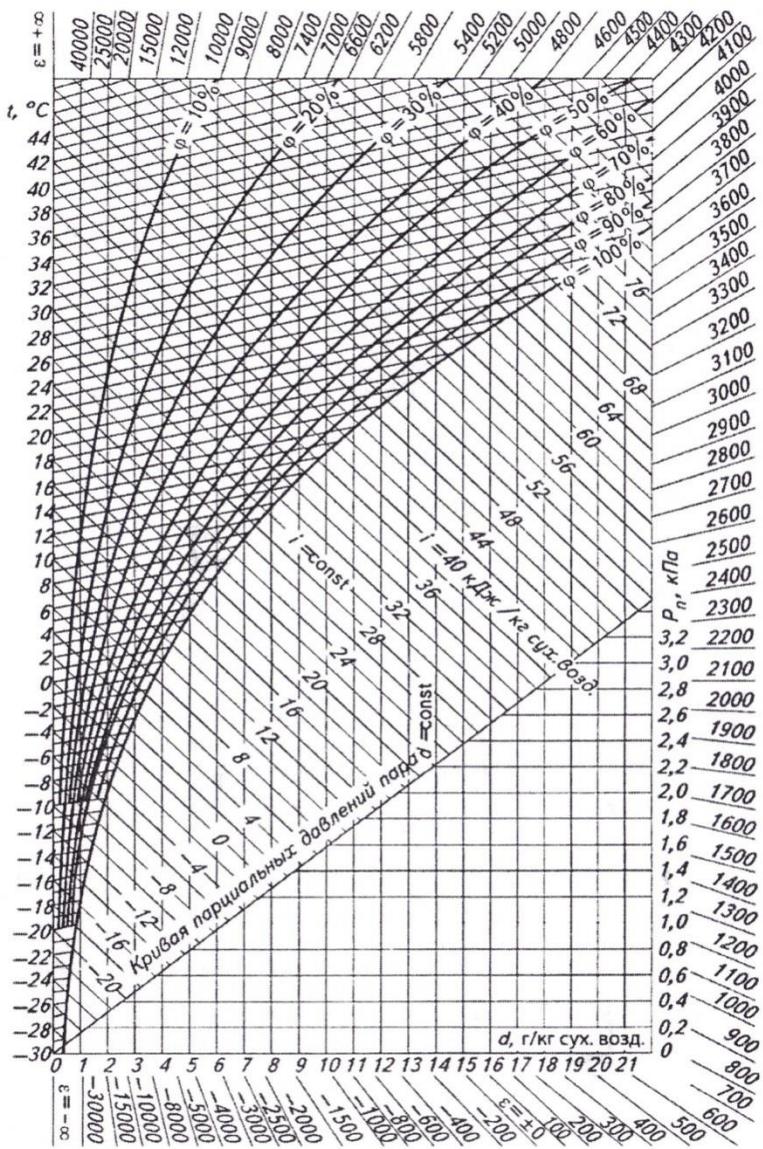


Рис. П4 - i - d- диаграмма влажного воздуха ($P_6=760$ мм рт. ст.)

1. Gifford W, Longsworth R. Pulse-tube refrigeration. Trans ASME, J Eng Ind (series B) 1964; 86: 264–8.
2. Y.L. Ju, C. Wang and Y. Zhou Numerical simulation and experimental verification of the oscillating flow in pulse tube refrigerator Cryogenics 38 (1998) 169–176, 1998
3. G.W. Swift, Thermoacoustics: a Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators, Acoustical Society of America, Melville, NY, 2002.
4. B. Ward, J. Clark, G.W. Swift, User Manual: Design Environment for Low-Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion, Los Alamos National Laboratory, 2008
5. N. Rott, Thermoacoustics, in: C.-S. Yih (Ed.), Advances in Applied Mechanics, vol. 20, Academic Press, New York, 1980, pp. 135e175.
6. Y.L. He , Y.B. Tao, F. Gao A new computational model for entire pulse tube refrigerators: Model description and numerical validation Cryogenics 49 (2009) 84–93
7. J.S. Cha, S.M. Ghiaasiaan, P.V. Desai, J.P. Harvey, C.S. Kirkconnell Multi-dimensional flow effects in pulse tube refrigerators Cryogenics 46 (2006) 658–665
8. T.R. Ashwin, G.S.V.L. Narasimham, Subhash Jacob CFD analysis of high frequency miniature pulse tube refrigerators for space applications with thermal non-equilibrium model Applied Thermal Engineering 30 (2010) 152–166
9. Dion Savio Antao, Bakhtier Farouk Experimental and numerical investigations of an orifice type cryogenic pulse tube refrigerator Applied Thermal Engineering 50 (2013) 112-123

Учебное издание

*Некрасова Светлана Олеговна,
Угланов Дмитрий Александрович,*

КРИОГЕННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Учебное пособие

Редактор
Доверстка

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. .
Тираж экз. Заказ . Арт. - /2016.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.