

М 491144
Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

УДК 621.59

МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич

ИМПУЛЬСНЫЙ УЗЕЛ СЖАТИЯ ДЛЯ КРИОГЕНЕРАТОРА

(05.04.03 - Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и систем кондиционирования)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1990

Работа выполнена в Омском политехническом институте

Научный руководитель - доктор технических наук,

профессор Суслов А.Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор

П.И.Пластинин

кандидат технических наук, доцент

А.Н.Стрельцов

Ведущее предприятие - НПО "Микрокриогенмаш"

Защита диссертации состоится 28 ноя 1990 года
в 14⁰⁰ час. на заседании специализированного Совета
К.053.15.07 в Московском государственном техническом университете
имени Н.Э.Баумана, 2-я Бауманская, 5.

, заверенные печатью, просьба

ться в библиотеке МГТУ имени

М 491149

анного Совета,

ент

В.Н.Козлов

Актуальность работы. Научно-технический прогресс открывает новые широкие перспективы для развития микрокриогенной техники, связанные с использованием систем искусственного охлаждения для нужд электроники, энергетики, медицины, биологии и других областей. Во многих отраслях народного хозяйства наряду с различными криогенными машинами все более широкое применение находят криогенные газовые машины для криостатирования различных устройств. Из ряда требований, предъявляемых к таким системам в последние годы, на одно из первых мест стали выдвигаться высокая надежность и минимальные габаритно-массовые характеристики, максимально возможный ресурс работы. Задача создания подобных машин, полностью удовлетворяющих этим требованиям, может быть решена и нетрадиционными методами.

Любая криогенная газовая машина содержит два основных функциональных блока: источник переменного давления (узел сжатия) и криоблок (узел расширения). С точки зрения моторесурса возможности этих блоков неодинаковы. Так, например, разработки в области систем Гиффорда-Мак-Магона свидетельствуют о том, что уже в настоящее время могут быть созданы криоблоки с моторесурсом, составляющим несколько — до десятков тысяч часов.

Совсем иначе обстоит дело с источниками переменного давления. Компрессорные блоки КГМ, как правило, содержат нагруженный шатун — но-кривошипный механизм, присутствие которого накладывает ограничения на надежность, ресурс машины, неудовлетворительно сказываясь на габаритно-массовых показателях. Поэтому весьма актуальным в микрокриогенной технике является вопрос создания для газовых криогенных машин узла сжатия с ограниченным количеством подвижных элементов, а по возможности и с полным их отсутствием.

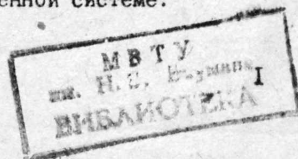
Одним из направлений по созданию такого компрессора является разработка и дальнейшее совершенствование теплоиспользующих узлов сжатия, в которых изменение давления осуществляется за счет кратковременного (импульсного) нагрева и охлаждения газа в замкнутом объеме. Простота и надежность в работе, отсутствие движущихся элементов позволяют существенно снизить уровень вибраций, создают предпосылки для достижения длительного ресурса в данном импульсном термокомпрессоре и во всей импульсной криогенной системе.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1491149

Михайлов А.Г. Импульсный уз



Именно этими преимуществами определена актуальность разработки нового криогенератора с импульсным узлом сжатия, исследованию которого посвящена данная работа.

Цель работы. Целью представленной работы является создание термокомпрессора и базирующегося на нем микроохладителя, обладающих практически неограниченным сроком службы.

Научная новизна. Разработаны физические и математические модели процессов, протекающих в рабочих объемах изучаемого термокомпрессора и импульсного криогенератора; проведен анализ работы как отдельного узла сжатия, так и всей криогенной системы; оценено влияние отдельных параметров на характеристики циклов; установлены функциональные связи между основными параметрами устройств. Разработано и создано несколько экспериментальных миниатюрных импульсных узлов сжатия, а также на базе последней модели термокомпрессора - криогенераторы с упругой диафрагмой и с газовым вытеснителем. На данных образцах проведен комплекс экспериментальных исследований.

Практическая ценность. Получены зависимости для расчета и анализа работы импульсного узла сжатия. Экспериментально показано, что исследуемый термокомпрессор при определенной конструкторской простоте работоспособен и развивает достаточную степень повышения давления. Проведенные исследования позволили внести ряд предложений, направленных на усовершенствование подобных устройств. Доказана возможность создания простого и надежного микроохладителя с использованием импульсного узла сжатия. Получены зависимости для расчета и анализа совместной работы данного термокомпрессора и узлов расширения с упругой диафрагмой и с газовым вытеснителем. Экспериментально показана возможность достижения низких температур с использованием импульсных микроохладителей.

Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых образцов подобных устройств.

Публикации по теме диссертации. По теме диссертации опубликовано 5 статей, получено 4 авторских свидетельства. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Микрокриогенная техника-84" (г.Омск, 1984), на УП Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок" (г.Казань, 1985), на Всесоюзной научно-практической конференции "Интенсификация производства и применение искусственного холода" (г.Ленинград, 1986).

Объем диссертации. Диссертация содержит 114 машинописных страниц основного текста и 85 рисунков на 200 страницах, 3 таблицы, список использованных информационных источников (73 наименования).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы.

В первом разделе рассмотрен принцип действия импульсного узла сжатия, проведено сравнение исследуемого устройства с существующими типами термокомпрессоров, освещены вопросы моторесурса беспоршневых компрессоров, приводятся принципиальные схемы импульсных микроохладителей, проводится анализ методов исследования и расчета машин с встроенными теплообменными аппаратами.

Опыт эксплуатации теплоиспользующих газовых криогенных машин, имеющих разгруженный механизм движения, убеждает в возможности достижения больших ресурсов на несмазываемых машинах. Тем не менее термокомпрессор, используемый в таком охладителе, имеет ряд недостатков, ограничивающих его практическое применение. К ним относятся необходимость в конструктивно сложных уплотнениях подвижных элементов, снижающих надежность и ресурс работы компрессора; необходимость либо в механизме привода вытеснителя, либо в механизме газораспределения, являющихся наиболее сложными элементами как по конструкции, так и по технологии изготовления; неполная уравнированность механизма движения.

Один из возможных путей совершенствования криогенных газовых машин – дальнейшая модернизация теплоиспользующего узла сжатия. Наиболее благоприятными возможностями в плане длительного срока службы обладают термокомпрессоры, не содержащие движущихся частей (рис.1).

С этой целью возможно использовать беспоршневой узел сжатия, в котором нагрев газа осуществляется за счет тепла, выделяющегося на проводнике электрического тока. Охлаждение в этом узле осуществляется при отсутствии электрического тока в проводнике за счет более низкой температуры стенок по сравнению с температурой газа. Периодическая повторяемость в данной последовательности этих процессов приводит к созданию импульсов давления газа в линии нагнетания компрессора. Удовлетворительная эффективность миниатюрной газовой машины может быть достигнута лишь в том случае, когда узел сжатия создает хотя бы несколько импульсов давления в секунду. Поэтому на-

греватель в таком термокомпрессоре выполнен в виде тонкой металлической ленты, имеет малую массу и теплоемкость по сравнению с мас-сой и теплоемкостью сжимаемого газа, обладает развитой поверх-ностью теплообмена, отвечает требованиям механической прочности и температурного режима.

Импульсный узел сжатия не содержит движущихся частей, поэтому его моторесурс определяется сроком службы нагревательных элементов, причем эти элементы работают в защитной среде (гелий). Поэтому в данных термокомпрессорах создаются реальные предпосылки для дости-жения длительного моторесурса.

Использование импульсных узлов сжатия позволяет существенно преобразить традиционные схемы криогенных газовых машин, заменяя кривошипно-шатунные механизмы небольшими, быстро обогреваемыми и ох-лаждаемыми газовыми объемами.

Анализ существующих методов исследования и расчета КГМ с встроенными теплообменными аппаратами показал, что наиболее целесо-образным для исследования новых машин и новых рабочих процессов яв-ляется метод дискретного определения потерь, разработанный А.Д.Сус-ловым. Согласно методу, полезная холодопроизводительность машины определяется как разность между расчетной располагаемой холодопро-изводительностью и суммой тепловых потерь. Данный метод анализа позволяет произвести оценку влияния отдельных видов потерь, облег-чает поиск оптимальных конструктивных соотношений и параметров цик-ла.

На основании проведенного анализа были поставлены следующие задачи исследования:

- математическое описание рабочего процесса компрессора, его анализ и оценка влияния отдельных параметров на работу устройства;
- разработка математической модели действительного цикла и опреде-ление взаимосвязи основных конструктивных и термодинамических па-раметров;
- разработка, создание макетного образца импульсного узла сжатия и стенда для его экспериментального исследования;
- экспериментальная проверка достоверности предложенной математи-ческой модели, получение рекомендаций по проектированию подобных устройств;
- математическое описание рабочего процесса импульсного криогенера-тора;
- разработка, создание макетного образца импульсного криогенератора и стенда для его экспериментального исследования;

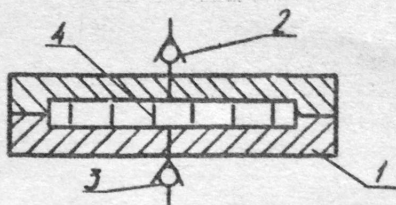


Рис.1. Импульсный узел сжатия:

1-корпус; 2,3-клапаны; 4-нагреватель

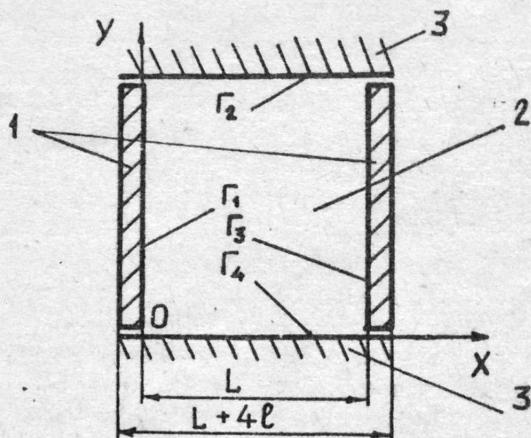


Рис.2. Расчетная схема:

1-элементы нагревателя; 2-полость сжатия;
3-элементы корпуса

- проведение экспериментального исследования для проверки справедливости предложенного метода расчета и проверки полученных рекомендаций.

Во втором разделе проведен анализ рабочих процессов импульсного узла сжатия, разработана математическая модель.

Процессы периодического колебания давления и температуры в термокомпрессоре сопровождаются множественными тепловыми возмущениями как в самом газе, так и в материале нагревателя. В общем случае тепло в сжимаемом веществе импульсного узла сжатия распространяется теплопроводностью, конвекцией и излучением. Но необходимо отметить, что тепловой поток, подводимый к нагревателю, не весь идет на нагрев газа, а частично поглощается материалом нагревательного элемента.

При разработке математической модели цикла импульсного узла сжатия приняты следующие допущения:

- рабочее тело - совершенный газ;
- нагрев и охлаждение нагревателя - два основных рабочих процесса в импульсном узле сжатия;
- тепло распространяется теплопроводностью и конвекцией вдоль осей X и Y;
- газ - абсолютно прозрачное тело.

При принятых допущениях функциональная связь между параметрами цикла может быть представлена с помощью следующих уравнений для расчетной схемы (рис. 2). Уравнение движения газа представлено в следующем виде:

$$\frac{du_x}{dt} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \operatorname{div} \vec{u} + \nu \nabla^2 u_x, \quad (1)$$

$$\frac{du_y}{dt} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} \operatorname{div} \vec{u} + \nu \nabla^2 u_y, \quad (2)$$

Для изохорных процессов уравнение энергии выглядит таким образом:

$$\rho C_v \frac{dT}{dt} = -p \operatorname{div} \vec{u} + \lambda \nabla^2 T, \quad (3)$$

для изобарных процессов уравнение энергии:

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \frac{dp}{dt} + \lambda \nabla^2 T. \quad (4)$$

Уравнение сплошности для газовой среды:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \rho \vec{u} = 0 \quad (5)$$

Закон изменения давления определяется уравнением состояния

$$P = \rho R T \quad (6)$$

На границе раздела газ-нагреватель выполняется следующее граничное условие;

$$\pm \lambda \frac{\partial T}{\partial x} = q - C_n \rho_n \ell \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

Знак плюс в левой части уравнения соответствует закону, действующему на поверхности нагревателя № 2, знак минус — закону, действующему на поверхности нагревателя № 1.

В данных уравнениях приняты следующие обозначения: $\vec{u}$ — скорость движения газа; u_x, u_y — проекции вектора скорости $\vec{u}$ на оси координат; F_x, F_y — проекции вектора силы гравитации на оси координат; τ — время; x, y — текущие координаты; η — среднее значение кинематического коэффициента вязкости (функция температуры); ρ — плотность газа; P — давление; C_p, C_v — теплоемкость газа; λ — среднее значение коэффициента теплопроводности газа (функция температуры); R — газовая постоянная; T — температура; q — плотность теплового потока; C_n, ρ_n — теплоемкость и плотность материала нагревателя; ℓ — половина толщины нагревателя.

На границе раздела газ-стенка предполагалось постоянство температур, причем температура газа в пристеночном слое равняется температуре стенки. На границе раздела газ-твердое тело определялась плотность из уравнения сплошности (5), в котором скорости находились из условия "прилипания". Давление на границе определялось из уравнения состояния (6).

Процессу нагревания в рабочем цикле соответствует такой период времени, когда величина плотности теплового потока принимает в уравнении (7) конечное значение (больше нуля). Процессу охлаждения соответствует время, когда величина плотности теплового потока в уравнении (7) равна нулю.

Критерием эффективности устройства была принята величина эксергетического к.п.д.

$$\eta = \frac{G R T_0 \ln 5}{\tau_n q S_n \eta_t} \quad (8)$$

где G - производительность термокомпрессора; T_0 - температура окружающей среды; δ - степень повышения давления; τ_n - время нагрева; $\tau_{\text{ц}}$ - продолжительность цикла; S_n - площадь нагревателя.

Система, состоящая из уравнений (1) - (6), с учетом граничных и начальных условий, решалась численным методом на каждом временном отрезке цикла с использованием явной конечно-разностной схемы. С этой целью был разработан алгоритм и составлена программа расчета на ЭВМ ЕС-1033.

При известных скоростях и плотности газа, находящегося в объеме, зная изменение температуры в различных сечениях полости сжатия, можно определить изменение и степень повышения давления. Действительное количество теплоты, необходимое для работы импульсного узла сжатия, корректировалось с учетом потерь вследствие гидравлического сопротивления (при работе термокомпрессора с клапанами на внешнюю магистраль), теплообмена излучением и охлаждения нагревателя электродами и держателями. В этом случае

$$Q_a = Q + \sum \Delta Q, \quad (9)$$

где Q_a - действительный тепловой поток, необходимый для работы узла сжатия; Q - тепловой поток, подводимый к нагревателю; $\sum \Delta Q$ - суммарная дополнительная потеря тепла.

В результате расчетов выявлены основные потери, снижающие эффективность импульсного узла сжатия. Это потери, вызванные аккумуляцией материалом нагревателя части теплоты, поступающей в полость сжатия; потери теплоты вследствие теплообмена излучением между нагревателем в компрессоре и другими элементами конструкции с более низкой температурой; потери теплоты, связанные с развитием конвекции в газовом объеме; потери теплоты, обусловленные неодинаковой температурой на различных участках нагревателя; потери теплоты из-за гидравлического сопротивления.

Потери теплоты вследствие теплообмена излучением, неодинаковой температуры на различных участках нагревателя, гидравлического сопротивления определялись по общепринятым методикам. Критерием термодинамической эффективности действительного цикла была принята величина эксергетического к.п.д.

С помощью математической модели было проведено исследование рабочего процесса импульсного узла сжатия. В частности, установлено, что наибольшее влияние на характеристики цикла оказывают его временные составляющие, толщина нагревателя, геометрические размеры

полости сжатия и другие. Анализ действительного цикла позволит установить область рационального изменения некоторых конструктивных параметров.

Максимальный эксергетический к.п.д. достигается для всей области изменения перечисленных параметров, когда толщина нагревателя не превышает 3 мм, а расстояние между нагревателями определяется интервалом 1,4...1,9 мм. Кроме того, значения эксергетического к.п.д. растут до определенного момента с уменьшением времени нагрева при постоянном времени цикла. Максимальные значения производительности и степени повышения давления существуют в области равных соотношений между временем нагрева и охлаждения.

В третьем разделе освещено экспериментальное исследование импульсного узла сжатия. В нем определены основные задачи исследования, рассмотрены пути конструктивного совершенствования машины, приведено описание созданных лабораторных образцов и генератора электрических импульсов, экспериментального стенда и характеристик контрольно-измерительных приборов. Изложена методика проведения экспериментов, проведена оценка погрешностей измерений. Дан анализ результатов экспериментального исследования. Задачами экспериментального исследования являлись проверка работоспособности лабораторного макета, оценка влияния отдельных геометрических и режимных параметров на его эффективность, проверка соответствия предложенной математической модели импульсного узла сжатия физическим процессам, протекающим в реальном устройстве.

Созданию экспериментальной модели предшествовал анализ возможных схем узла сжатия. В проведенных предварительных экспериментах были отработаны простая и надежная схема крепления электрического нагревателя, значительно упрощена технология изготовления термокомпрессора. В результате был создан образец, обладающий следующими параметрами:

рабочий объем, м^3	$27,5 \cdot 10^{-6}$
площадь поверхности нагревателя, м^2	$8,0 \cdot 10^{-3}$
толщина нагревателя, м	$3,0 \cdot 10^{-6}$
сопротивление нагревателя, Ом	40
расстояние между лентами нагревателя, м	$1,8 \cdot 10^{-3}$
тепловая нагрузка нагревателя, Вт	0...800
начальное давление цикла, МПа	0,8...6,0
частота циклоз, Гц	0...3,5
степень повышения давления	1,0...2,2

Для проверки созданной математической модели компрессора, оценки влияния различных конструктивных и термодинамических параметров устройства на её работу был разработан и создан экспериментальный стенд, позволяющий производить необходимые измерения. Стенд включал экспериментальный образец и контрольно-измерительные приборы для контроля, регистрации давлений и температур, потребляемой электрической мощности, расходных характеристик узла сжатия, расхода охлаждающей воды и частоты циклов.

Для регистрации быстроизменяющегося давления использовались тензометрические датчики, для определения расходных характеристик - электронно-механический расходомер.

В результате проведенного индцирования и сравнения экспериментальных данных с расчетными установлено, что наблюдаемые отклонения кривых давления не превышают 12%. Эти отклонения объясняются в основном отсутствием в математической модели учета теплообмена газа со стенками корпуса и с отдельными элементами нагревателя. При испытании импульсного узла сжатия максимальная степень повышения давления при нулевой производительности составила $\sigma = 2,2$ при начальном давлении $P_0 = 2,0$ МПа, частоте циклов $\nu = 1$ Гц. Дальнейшее увеличение начального давления до 6,0 МПа на той же частоте снижает степень повышения давления до 1,85. Поэтому выбор P_0 необходимо проводить исходя из условий работы узла расширения и прочностных характеристик применяемых материалов.

Увеличение в экспериментах плотности теплового потока, подводимого к нагревателю, во всех случаях сопровождалось улучшением основных характеристик компрессора. Но рациональное значение определяется характеристиками материала нагревательных элементов.

Для данной конструкции предельное значение $q = 90$ кВт/м².

Увеличение частоты циклов вызывает уменьшение степени повышения давления. Зависимость к.п.д. и производительности от ν более сложная (существуют области максимальных и минимальных значений), следовательно, необходимо тщательно определить области рациональных значений режимных параметров. При этом во всей области экспериментальных исследований расхождения расчетных величин давлений и их действительных значений не превышало 12%, а для эксергетического к.п.д. - 25%. В целом эта работа позволяет сделать вывод о наличии достаточных предпосылок для использования данного термокомпрессора в качестве узла сжатия для импульсного микроохладителя.

В четвертом разделе проведено теоретическое и экспериментальное исследование импульсных криогенераторов с упругой диафрагмой и с газовым вытеснителем.

Принципиальные схемы данных устройств приведены на рис.3.

При разработке математической модели циклов импульсных криогенераторов приняты следующие допущения:

- рабочее тело - идеальный газ;
- теплообменные аппараты работают идеально;
- теплопритоки в низкотемпературную зону, утечки и перетечки газа отсутствуют;
- теплообмен газа со стенками полостей переменного объема отсутствует;
- натекающий в полость расширения газ не смешивается с газом, находящимся в объеме газового вытеснителя;
- процессы сжатия и расширения в объеме газового вытеснителя протекают изотропно.

При расчете криогенератора с упругой диафрагмой объем, заключенный между последней и её нейтральным положением, определяется выражением

$$V_n = C(P_c - P_t), \quad (10)$$

где C - коэффициент пропорциональности, зависящий от упругих свойств диафрагмы; P_c , P_t - давления в соответствующих полостях.

Для криогенератора с газовым вытеснителем изменение объема вычислялось по изменению масс газа в дополнительной емкости и в рабочем цилиндре.

Для определения гидравлического сопротивления газовых коммуникаций использовано уравнение

$$\Delta P = \sum_{j=1}^n (\xi_{l,j} + \lambda_{l,j}^{mp} \frac{h_j}{d_j} + \xi_{\text{ex},j}) \frac{G_{i,j} |G_{i,j}|}{2 f_j^2 P_j}, \quad (11)$$

где $G_{i,j}$ - массовый расход через отдельный участок; f_j - проходное сечение этого участка.

Тогда мгновенные значения давлений в рабочих полостях определяются по зависимостям

$$P_k = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{V_i}{T_i}} \left[MR - \sum_{j=1}^n \Delta P_j \frac{V_j}{T_j} \right]; \quad (12)$$

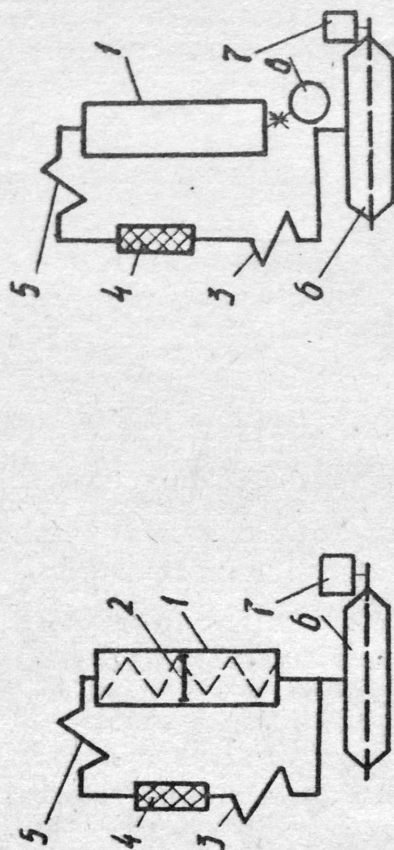


Рис.3. Импульсные криогенераторы:

а) с упругой диафрагмой; б) с газовым вытеснителем;

1- цилиндр; 2-упругая диафрагма; 3-холодильник; 4-регенератор; 5-теплообменник;

6-импульсный узел сжатия; 7-генератор электрических импульсов; 8-демпферная емкость

$$P_c = P_k + \Delta P_c \quad (13)$$

Мгновенная температура в полости сжатия термокомпрессора определялась по инженерной методике, представляющей собой аналитическое выражение для расчета данного параметра в газовом зазоре. Мгновенные температуры в остальных полостях микроохладителя определяются на основе дифференциального уравнения, полученного на основании первого закона термодинамики для тел переменной массы;

$$dT = Z \frac{T_{k1} - T}{M} dM - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{T}{p} dp \quad (14)$$

В последнем выражении периодическая функция Z имеет следующие значения: $Z = 1$ при $dM > 0$, т. е. при поступлении газа в полость; $Z = 0$ при $dM < 0$, т. е. при вытекании газа.

На заключительной стадии расчета методом численного интегрирования определяется располагаемая холодопроизводительность

$$Q = \frac{1}{\tau_u} \oint P_c dV_c \quad (15)$$

Анализ рабочего процесса микроохладителей производился по результатам решения системы уравнений численным методом при помощи ЭВМ. Проведенные расчеты позволили выявить влияние отдельных конструктивных и термодинамических параметров на индикаторные характеристики микроохладителей. Так, для криогенератора с упругой диафрагмой при температуре термостатирования 150 К максимальная располагаемая холодопроизводительность составила 1,6 Вт.

При этом максимум холодопроизводительности приходится на величину $Q_1 = V_1 / V_k$, определяемую диапазоном 0,2...0,39, находится в интервале начальных давлений $P_0 = 4,0...8,0$ МПа. В этом случае продолжительность рабочего цикла устройства $\tau_u = 0,75...1,5$ с, а величина

$$W_1 = \frac{|+V_n^{\max}| + |-V_n^{\min}|}{V_k} \quad (16)$$

где $|+V_n^{\max}| + |-V_n^{\min}|$ — полный объем, описываемый упругой диафрагмой, принадлежит интервалу 0,029...0,05.

Для микроохладителя с газовым вытеснителем значения располагаемой холодопроизводительности получились меньше, чем у криогенератора первого типа. Максимум этой величины находится в интервале давлений 3,0...6,0 МПа при примерно одинаковых продолжительности

рабочего цикла и продолжительности цикла микроохладителя с упругой диафрагмой.

Рациональные размеры регенератора устройств обоих типов взаимосвязаны с такими параметрами, как начальное давление, частота циклов, геометрические размеры криоблоков и другие, т. е. поиск оптимальных размеров регенератора необходимо проводить с учетом конкретных условий.

На основании проведенных исследований были выбраны следующие варианты узлов расширения криогенератора:

- узел расширения с упругой диафрагмой;
- узел расширения с газовым вытеснителем.

В качестве узла сжатия для моделей обоих типов использовался импульсный термокомпрессор. Для экспериментального исследования микроохладителей ранее описанный стенд был дополнен системой высокоэффективной вакуумной изоляции холодных частей охладителя; блоком измерения температур в этой зоне.

При экспериментальных пусках криогенератора с упругой диафрагмой была получена минимальная температура 203 К в холодной зоне при продолжительности рабочего цикла 0,78 с.

При исследовании микроохладителя с газовым вытеснителем минимальная температура, полученная в холодной зоне, равнялась 240 К при продолжительности цикла 0,5 с.

Таким образом, при экспериментальном исследовании криогенераторов с импульсным узлом сжатия доказана принципиальная возможность получения низких температур. Как показывают результаты теоретической и экспериментальной работ, дальнейшее совершенствование узлов микроохладителей позволит диапазон их уровней термостатирования сдвинуть в области глубокого холода.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработан и исследован беспоршневой термокомпрессор, в котором отсутствуют подвижные элементы. Это создает предпосылки для достижения длительного моторесурса.

2. Установлено, что предложенный Омским политехническим институтом импульсный узел сжатия, работающий без затрат механической энергии, может служить узлом сжатия в криогенных газовых машинах, так как развивает достаточные отношения давлений.

3. Разработана математическая модель, проведено исследование влияния термодинамических и конструктивных параметров на характе-

ристики разработанного узла, выявлена область его рационального использования. Для упрощения расчетов на предварительном этапе исследования предложена инженерная методика расчета термокомпрессора.

4. Изготовлено и испытано несколько лабораторных образцов узла сжатия. Расхождение экспериментальных параметров с их вычисленными значениями для к.п.д. не превышало 25 %, для абсолютных величин давлений не превышало 12 %, что подтверждает соответствие математической модели реальным процессам и свидетельствует о возможности ее использования для расчета параметров импульсного узла сжатия.

5. Получены рекомендации по проектированию беспоршневого термокомпрессора. Выявлена рациональная область изменения основных размерных соотношений узла сжатия (толщина нагревателя не превышает 3 мм, величина газового зазора определяется соотношением $1,4...1,9$ мм).

6. Предложены схемы импульсных криогенераторов, использующие разработанный узел сжатия. Разработана математическая модель процессов, протекающих в криогенераторе с упругой диафрагмой и газовым вытеснителем. Созданы экспериментальные образцы подобных криогенераторов. Осуществлено теоретическое и экспериментальное исследование данных устройств, на основе которых доказана возможность создания микроохладителей без движущихся частей.

Содержание диссертации отражено в следующих работах.

1. Исследование электроимпульсного сжатия / Г.А.Гороховский, А.Г.Михайлов, А.К.Бреусов // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - М., 1984. - С. 29-30.

2. Бреусов А.К., Михайлов А.Г., Титов И.Е. Теоретическая модель процессов сжатия и расширения в цикле импульсного компрессора // Совершенствование холодильных и компрессорных машин. - Омск, 1984. - С. 77-84.

3. Устройство для сжатия газов / Г.А.Гороховский, А.К.Бреусов, А.Г.Михайлов, А.С.Яцковский // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Казань, 1985. - С. 259.

4. Исследование источника переменного давления для КГМ / А.К.Бреусов, В.Г.Вахнев, А.Г.Михайлов // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Л., 1986. - С. 51.

5. А.с. 1236157 СССР, МКИ³ F 04 B 19/24. Термокомпрессор / Г.А.Гороховский, А.К.Бреусов, А.Г.Михайлов и др. // Открытия.

Изобретения. - 1986. - № 21. - С. 137.

6. А.с. 1280186 СССР, МКИ³ F 04 B 19/24. Устройство для компримирования газов / А.К.Бреусов, А.Г.Михайлов, А.Г.Чуянов и др. // Открытия. Изобретения. - 1986. - № 48. - С. 135.

7. А.с. 1291719 СССР, МКИ³ F 04 B 19/24. Термокомпрессор / Г.А.Гороховский, А.Г.Михайлов, А.Г.Чуянов и др. // Открытия. Изобретения. - 1987. - № 7. - С. 146.

8. А.с. 1435808 СССР, МКИ³ F 04 B 19/24. Термокомпрессор / Г.А.Гороховский, А.С.Яцковский, А.Г.Михайлов и др. // Открытия. Изобретения. - 1988. - № 41. - С. 150.

9. Исследование источника переменного давления КГМ / А.К.Бреусов, А.Г.Михайлов, А.Г.Чуянов, А.С.Яцковский // Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин. - Омск, 1988. - С. 114-118.

Alexander

Редактор Г. М. Кляут

Подписано к печати 06.04.90. ПД 03475. Формат 60 x 84 1/16.
Бумага писчая. Оперативный способ печати. Усл. печ. л. 1,0.
Уч.-изд. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № 183. Бесплатно.

Редакционно-издательский отдел ОмПИ. 644050, Омск, пр. Мира, 11.
Межвузовская типография ОмПИ.

