

М 324298

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ТАРАСОВ Александр Алексеевич

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННОГО
РАСШИРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

(Специальность 05.04.03 - Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

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

Москва

1978

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

М о с к о в с к о е

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ТАРАСОВ Александр Алексеевич

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННОГО
РАСШИРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

(Специальность 05.04.03 – Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1978



М324298

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени
Н.Э. Баумана.

- Научные руководители - доктор технических наук,
профессор МИКУЛИН Е.И.
- кандидат технических наук, ведущий
конструктор КУЗНЕЦОВ Б.Г.
- Официальные оппоненты- доктор технических наук,
профессор ЛУБЕНЕЦ В.Д.
- кандидат технических наук
АГАРЕВ Е.М.
- Ведущее предприятие - указано в решении специализиро-
ванного совета

Защита состоится "___" _____ 1978 г. на заседании
специализированного совета К-33/7 "Гидравлические, холодильные,
криогенные и вакуумные машины и аппараты" Московского ордена
Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического
училища имени Н.Э. Баумана по адресу:
107005, г.Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус факуль-
тета "Энергомашиностроение".

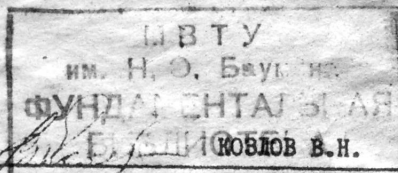
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
имени Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан "___" _____ 1978 г.

Ваш отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенный
печатью учреждения, просьба выслать по адресу: 107005, г.Москва,
2-ая Бауманская улица, дом 5, МВТУ, ученому секретарю специализи-
рованного совета К-33/7.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА

К.Т.Н., доцент



Подписано к печати 20.03.78г.

Объем 1 п.л. Типография МВТУ

Заказ 385 Тираж 100 экз. Л 71537.

Актуальность темы. Развитие современной холодильной техники наряду с повышением эффективности ставит задачи разработки дешевых, простых, надежных и удобных в эксплуатации источников искусственного получения холода. Этим задачам в значительной степени отвечают пульсационные расширительные машины без регенератора (так называемые "тепловые сепараторы"), разработка и исследование которых начаты в последнее десятилетие. Основным препятствием, сдерживающим их широкое внедрение, является относительно низкая эффективность известных конструкций.

Учитывая большие перспективы использования пульсационных генераторов холода в широко распространенных системах охлаждения на умеренно низких уровнях температур, представляется необходимым усовершенствование этого типа машин и проведение исследования с целью разработки метода их расчета и повышения эффективности.

Цель работы. Разработка и исследование пульсационного расширительного устройства нового типа для применения его в системах искусственного охлаждения малой и средней производительности.

В соответствии с поставленной целью основными задачами исследования являлись:

1. Разработка нового пульсационного расширительного устройства, отвечающего требованиям простоты конструкции, надежности, низкой себестоимости и удобства в эксплуатации при относительно высокой эффективности и подтверждение его работоспособности.
2. Создание теоретической модели, описывающей рабочий процесс машины, ее анализ и выявление оптимальных параметров цикла.
3. Экспериментальное исследование с целью определения влияния параметров процесса и геометрических соотношений на характеристики устройства в действительных условиях работы.
4. Разработка методики расчета и рекомендации к проектированию пульсационных расширительных устройств.

Методы исследования. В теоретической части работы методом термодинамического анализа исследованы два возможных цикла пульсационного устройства. Численные результаты получены итерационным методом на ЭВМ ЕС-1020.

Экспериментально исследованы особенности цикла методом ин-

дицирования быстроменяющихся давлений и температур в полостях машины. В результате испытаний 28 типоразмеров пульсационного устройства накоплены его внешние характеристики. Опытные данные обработаны при условии соблюдения теплового баланса системы.

Научная новизна. Создано пульсационное расширительное устройство нового типа, установлена его работоспособность, проведено комплексное исследование рабочего цикла этого устройства.

Получены уравнения связи между энергетическими параметрами рабочего тела и конструктивными соотношениями. Определены оптимальные условия расширения газа, которые удовлетворительно согласуются с экспериментом.

Проведено экспериментальное исследование влияния параметров газа и геометрических факторов на внешние характеристики устройства. Для получения температурных диаграмм разработан малоинерционный термометр сопротивления, конструкция которого позволяет свести до минимума нарушение гидродинамической обстановки в проточной части.

Разработана методика расчета и даны рекомендации к проектированию пульсационных расширительных устройств.

Практическая ценность. Показана возможность существенного повышения эффективности пульсационных расширительных устройств, предназначенных для понижения температуры в газовых холодильных циклах.

Результаты аналитического и экспериментального исследования используются в промышленности при проектировании охлаждающих систем. Они могут найти применение на предприятиях химической промышленности, в системах кондиционирования, при создании установок искусственного охлаждения для различных целей.

Апробация работы. Материалы диссертации обсуждались на заседании кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1977 году. Основные разделы работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха" в г.Ташкенте, 1977 г. Способ получения холода и конструкции пульсационных устройств защищены четырьмя авторскими свидетельствами.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в шести печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов. Она содержит 124 страницы машинописного текста, 56 ри-

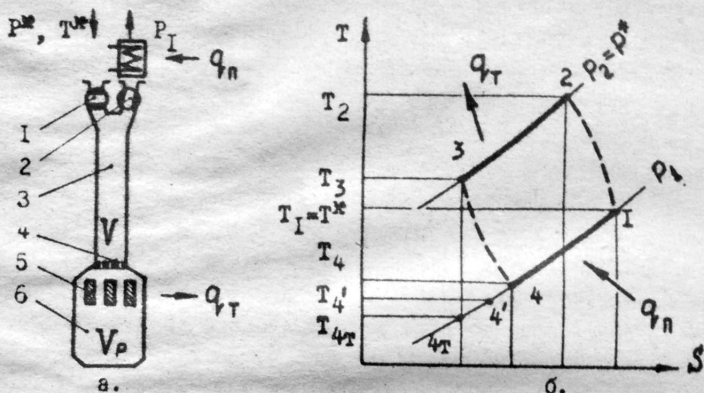


Рис. I

сунков, одну таблицу и список использованной литературы, включающий 95 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен обзор литературных источников, в которых рассмотрены известные расширительные устройства (пульсационные тепловые сепараторы и трубы В.Е.Гиффорда) наиболее близкие по принципу работы к исследуемому, и анализируются процессы, реализуемые в пульсационных генераторах холода. Рассмотрены также вихревые трубы, поскольку они просты, надежны и обеспечивают эффект, аналогичный пульсационным охлаждающим устройствам.

В работах А.В.Мартынова, В.С.Мартыновского, А.П.Маркулова и других исследователей показано, что вихревые трубы исключительно просты, надежны, имеют малый вес и габариты. Области их применения ограничены из-за низкой эффективности, а уровень охлаждения соответствует диапазону умеренно низких температур.

Исследования В.Е.Гиффордом, Р.С.Лонгсвотом, А.Д.Сусловым, И.М.Шнейдом и другими авторами регенеративные пульсационные машины более совершенны, но имеют относительно сложную конструкцию. Они предназначены для охлаждения на криогенных уровнях температур.

Пульсационные тепловые сепараторы сопоставимы с вихревыми трубами по простоте, надежности, компактности и областям применения. Обзор литературных источников показал, что процесс рас-

ширения и конструктивные признаки тепловых сепараторов наиболее близки к рассматриваемому в диссертации пульсационному устройству. Эффективность сепараторов $\eta = 0,3 - 0,4$ (оценивается отношением действительного перепада температур к изоэнтропному) выше, чем у вихревых труб ($\eta < 0,26$), однако недостаточна для использования их в охлаждающих системах. Рабочий цикл известных модификаций пульсационных машин изучен неполно.

Во второй главе рассмотрена работа пульсационного устройства и проведен анализ теоретической модели первого варианта цикла машины. Принципиальная схема включает (рис. 1а): рабочий объем 3, выполненный в виде цилиндрической трубы, теплообменник 5 с развитой поверхностью и ресивер 6. Во входном участке рабочего объема V расположены впускной 1 и выпускной 2 клапаны, перед теплообменником установлен газораспределитель 4 для разграничения отдельных фаз цикла.

В устройстве, в зависимости от организации газораспределения, возможно реализовать два различных цикла. Первый (цикл № 1) осуществляется со ступенчатым открытием и закрытием клапанов; при этом предполагается мгновенное изменение параметров газа в полостях. Понижение температуры происходит в процессе выхлопа рабочего тела. Этот цикл термодинамически менее эффективен и рассматривается для качественной последовательности процессов. Охлаждение газа в цикле № 2 осуществляется при выхлопе и промежуточном внутреннем адиабатном расширении. Последовательность протекания процессов в цикле № 1, условная $T-S$ диаграмма которого представлена на рис. 1б, следующая. Исходное состояние (точка 1): впускной клапан закрыт, газораспределитель и выпускной клапан открыты, объем V заполнен остаточным газом при начальной температуре T_1 , система находится при давлении P_1 . Температура и давление рабочего тела на входе в устройство T^* и P^* . Процесс 1-2: впускной клапан открыт, газораспределитель и выпускной клапан закрыты — происходит наполнение объема V с адиабатным повышением давления остаточного газа до $P_2 = P^*$; средняя температура газа, находящегося в этом объеме в конце процесса устанавливается равной T_2 . Давление и температура в ресивере неизменны. Процесс 2-3: газораспределитель открыт — происходит проталкивание рабочего тела (полностью или частично), находившегося в объеме V в конце процесса наполнения, через теплообменник с отводом тепла сжатия q_r и необратимое адиабатное сжатие газа,

находившегося в ресивере V_p . При этом часть рабочего объема заполняется газом с температурой T^* , средняя температура в объеме V устанавливается T_3 , а давление во всей системе — P_2 . В пределе, при полном проталкивании имеем $T_3 = T^*$. Процесс 3 — 4: впускной клапан и газораспределитель закрыты, выпускной клапан открыт — происходит необратимое адиабатное расширение (выхлоп) из объема V с понижением давления в нем до P_1 и температуры до T_4' . Параметры газа в ресивере при этом остаются неизменными. Процесс 4 — I: газораспределитель открыт — происходит выталкивание оставшейся части рабочего тела из системы при неизменном давлении в объеме V за счет адиабатного расширения газа в объеме V_p от P_2 до P_1 ; при этом величина $T_4 > T_4'$ характеризует среднюю температуру рабочего тела, отводимого от устройства в процессах 3 — 4 и 4 — I. В последних двух процессах реализуется эффект охлаждения Q_n в интервале температур $T_4 - T_1$.

В конце процесса 4 — I система приводится в исходное состояние, и цикл повторяется.

Цикл № 2, помимо перечисленных, включает процессы обратного сжатия остаточного газа и промежуточного внутреннего расширения рабочего тела, проводимые соответственно перед наполнением (процесс I — 2) и выхлопом (процесс 3 — 4). Обратное необратимое адиабатное сжатие в объеме V осуществляется порцией газа, находившейся в ресивере при давлении выше P_1 ; а для промежуточного изэнтропного расширения рабочего тела в объеме V необходимо, чтобы давление в ресивере к началу этого процесса было $P_{пр} < P_2$.

Из-за уменьшения необратимых потерь при выхлопе и наполнении эффективность цикла № 2 существенно выше.

Схема с подвижным газораспределителем предложена исходя из удобства при анализе цикла № I. В действительных условиях его функции может выполнять неподвижная дюза, либо перфорированный диск, имеющий вполне определенное гидравлическое сопротивление. Последовательность процессов при этом практически не изменится, а конструкция устройства существенно упрощается.

Цикл № I описывается теоретической моделью по осредненным параметрам в предположении следующих допущений: 1. Рабочее тело — идеальный газ. 2. Теплообменник считают совершенным. 3. Вся система (кроме теплообменника) — адиабатна. 4. Вынужденными колебаниями давления и массовыми инерционными силами при движении газа пренебрегают. 5. Утечки газа и гидравлические потери малы. 6. При-

нято: температуры теплоносителя в теплообменнике T_t , рабочего тела на входе в устройство T^* и остаточного газа, находящегося в системе в конце выталкивания (процесс 4 - 1), равны между собой.

Эти предположения позволяют в первом приближении определить основные показатели цикла. Для случая проталкивания в теплообменник (процесс 2 - 3) всей порции рабочего тела, поступившей в систему при наполнении (процесс 1 - 2) определены:

- нагрузка теплообменника (эквивалентна холодопроизводительности)

$$q_1 = \frac{C_p R V}{R} \left\{ (\delta^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \frac{\delta}{k} [k(1 - \delta^{\frac{k-1}{k}}) - (1 - \delta')] \right\} \quad (1)$$

- температура расширенного газа на выходе из устройства

$$T_4 = T^* \frac{1+W}{k+W} \quad (2)$$

- относительная эффективность цикла

$$\eta = \frac{T^* - T_4}{T^* - T_{4r}} \quad (3)$$

где C_p, R, k - соответственно удельная теплоемкость, газовая постоянная и показатель адиабаты Пуассона; $\delta = P^*/P_1$ - отношение давлений; $W = V_p/V$ - отношение объемов; T_{4r} - температура, определяемая адиабатным расширением от начальных параметров P^* и T^* до конечного давления P_1 .

Основные результаты аналитического исследования цикла № I:

1. Параметры δ и W оказывают решающее влияние на характеристики.

2. При заданном δ увеличение параметра W больше значения

$$W = 1 + \frac{k}{\delta - 1} \quad (4)$$

нецелесообразно, т.к. это снижает эффект охлаждения газа.

3. Предельное понижение температуры достигается при $W = 1$, для заданной T^* зависит только от рода газа и определяется

$$\Delta t_n = T^* \frac{k-1}{k+f} \quad (5)$$

4. Для обеспечения высоких η при $\delta < 2$ нужно принимать $W = 1 - 2$; интервалу $2 < \delta < 4$ соответствуют $W = 1$; при $\delta > 8$ следует использовать многоступенчатые конструкции.

Таким образом, анализ цикла № I позволил в первом приближении установить связь между энергетической характеристикой потока δ и геометрическим соотношением W , а также определить максимальное понижение температуры газа в этом цикле.

В третьей главе исследован цикл № 2, описываемый теоретической моделью с учетом градиента температур по длине трубы, мгновенных значений параметров газа в полостях и действительных расходов рабочего тела через органы газораспределения. Общее решение в такой постановке является сложным, поэтому рассмотрена упрощенная модель в предположении, что первые пять допущений, принятых при анализе цикла № I остаются в силе и, кроме того, считают: поток газа в полостях одномерный; перемешивание поступающих в рабочий объем V и имеющихся в нем порций газа отсутствует; процесс в ресивере происходит с идеальным смешением.

Основные зависимости, определяющие изменение параметров в полостях устройства получены при исследовании двух задач: наполнения ресивера через протяженную трубу и обратную ей — истечения. Для этого рассмотрена система, включающая все элементы пульсационного устройства (рис. 1а), с тем отличием, что во входном участке трубы установлен один клапан. Его полное проходное сечение соизмеримо с трубой и существенно превосходит дюзу. В исходном состоянии клапан закрыт, объем трубы заполнен остаточным газом массой M_0 при P_0 и T_0 , параметры в питающей сети P^* и T^* .

Для режима неполнения принято, что процесс в полости трубы осуществляется в два этапа. На первом, в момент открытия клапана ($\tau = \tau_c$) в нее поступает масса газа M_1 , которая заполняет ее до сечения $X = X_1$. Для этого этапа характерно интенсивное сжатие остаточного газа от давления P_0 до P^* ($\tau = \tau_c$) и одновременное выталкивание его в ресивер с отводом тепла сжатия q_c в теплообменнике. Второй этап сопровождается проталкиванием газа в ресивер при $P^* = \text{const}$; входной участок от $X = 0$ до $X = X_2$ заполняется массой газа M_2 с температурой T^* . Принят следующий закон распределения температур по длине трубы L . На первом этапе масса M_0 , занимающая участок от $X = X_1$ до $X = L$, сжимается адиабатно до температуры T_a . Распределение температур во вновь поступающей порции M_1 принято экспоненциальным (T_θ) от T^* при $X = 0$ до T_a при $X = X_1$. На втором этапе происходит перемещение этой эпюры температур в направлении ресивера.

Исходя из этих условий записываются:

- уравнение материального баланса в полости трубы (с учетом изменения масс рассматриваемых количеств газа и расходов через органы газораспределения)

$$\frac{dM}{d\tau} - \sum \frac{dM_i}{d\tau} = \frac{dM_0}{d\tau} + \frac{dM_1}{d\tau} + \frac{dM_2}{d\tau} = G_1 - G_2 \quad (6)$$

- уравнение материального баланса для остальной части системы

$$\frac{dM_r}{d\tau} + \frac{dM_o}{d\tau} = G_s \quad (7)$$

- уравнения, определяющие координаты

$$X_1 = \frac{RT_{cp} \sum_{T_a}^{T_r} G_1 \Delta \tau}{\rho F_{rp}}; \quad X_2 = \frac{RT^* \sum_{T_a}^{T_r} G_1 \Delta \tau}{\rho^* F_{rp}} \quad (8)$$

- уравнение для нахождения температур этих порций

$$T_{cp} = \frac{T^* T_a \ln \frac{T_r}{T_a}}{T_a - T^*}; \quad T_a = T_o \left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

- уравнение расхода

$$G = q G_{kp} \quad (10)$$

где G_{kp} - критический расход через клапан (дюз);

q - относительный расход с учетом гидравлических потерь;

G_1 и G_2 - расходы через клапан и дюз;

M_p и M_r - массы газа, находящегося в ресивере и теплообменнике;

p и p_s - давления в полости трубы и ресивера;

$W_1 = V_r/V$ и $W_2 = V_p/V$ - относительный объем теплообменника и ресивера.

Совместное решение этой системы с учетом соотношений, связывающих массовый расход с уравнением состояния, позволяет определить повышение давления при наполнении в полостях трубы

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{G_1 - G_2}{M_o + k \sum_{T_o}^{T_r} G_1 \Delta \tau - \sum_{T_o}^{T_r} G_2 \Delta \tau} k p \quad (11)$$

и ресивера

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{G_2}{\frac{V}{RT_r} (W_1 + \frac{W_2}{k})} \quad (12)$$

Подобный вид имеют выражения, полученные для режима истечения газа из ресивера. Система этих уравнений является исходной для анализа цикла пульсационного устройства. В результате ее численного решения определяются переменные параметры в любом сечении устройства, среднемассовая температура охлажденного газа, нагрузка на теплообменник, при заданном уровне охлаждения - полезная холодопроизводительность и эффективность машины.

Таким образом, теоретическая модель цикла № 2 позволяет проанализировать физические особенности внутренних процессов,

влияние геометрических параметров и газораспределения на формирование цикла.

В четвертой главе определены цели экспериментального исследования, рассмотрены методика испытаний и обработки опытных данных, дано описание стенда.

С целью изучения характера изменения параметров газа в полостях, распределения температур по длине пульсационной зоны, влияния исходных параметров на работу устройства, проведено индицирование.

Экспериментальная установка позволяет получить индикаторные кривые по давлению в двух и по температуре в восьми сечениях трубы и фиксировать изменяющиеся параметры в ресивере. Перечисленные величины синхронно регистрируются светолучевым осциллографом Н-115. При индицировании по давлению использован комплект электронного индикатора ВНИИХИ. Для получения диаграмм среднеинтегральной по сечению трубы температуры применен малоинерционный термометр сопротивления собственной конструкции. Чувствительный элемент термометра равномерно размещен в корпусе, рабочее сечение которого совпадает с внутренним сечением трубы. Датчики давления и термометры устанавливаются в трубах, составленных из звеньев таким образом, что они практически не вносят искажений в гидродинамику потока.

Внешние характеристики, в основном, определены на стандартных трубах из меди М 2, внутренний диаметр и толщина стенки которых 10 и 1 мм. Испытания проведены на 28 моделях с совмещенным впускным и выпускным золотниковым клапаном, неподвижной дюзой при начальных температурах $T^* = 325 - 345$ К, степенях расширения $\beta = 1,5 - 5,0$, числах оборотов 600 - 11100 об/мин (частота пульсаций рабочего тела 10 - 185 гц), различных геометрических характеристиках и диаграммах газораспределения. Геометрические параметры моделей представлены в таблице.

При обработке экспериментов проверялась сходимость теплового баланса системы. Максимальное расхождение величин нагрузки теплообменника и холодопроизводительности устройства (без учета потерь и при расходах газа выше 10 кг/ч) не превышало 15%.

В пятой главе анализируются результаты экспериментального и теоретического исследования пульсационного устройства.

Представлена опытная проверка рассмотренных моделей процесса на основании сопоставления расчетных и индикаторных диаграмм.

Таблица

Характеристика	Обозначение	Величина								
Диаметр трубы /мм/	D	8; 10; 20								
Относительная длина пульсационной зоны	$\bar{L} = L/D$	12; 15; 18; 25; 30; 38; 45; 15*; 20,5*; 26,5*; 33,5*								
Отношение объемов	$W = V_D/V$	0,6; 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0								
Относительное свободное сечение дюза	$\bar{F} = \frac{F_d}{0,785 D^2}$	Дюза <table><tr><th>№1</th><th>№2</th><th>№3</th><th>№4</th></tr><tr><td>0,05</td><td>0,08</td><td>0,11</td><td>0,30</td></tr></table>	№1	№2	№3	№4	0,05	0,08	0,11	0,30
№1	№2	№3	№4							
0,05	0,08	0,11	0,30							

Индикаторные давления в полостях трубы и ресивера (кривые 1 и 2 на рис.2) удовлетворительно согласуются с расчетными кривыми 3 и 4. Вместе с тем, инерционные массовые силы и вынужденные колебания давления по длине трубы являются причиной расхождения этих кривых на отдельных участках. Инерционные силы ощутимо проявляются при максимальных ускорениях потока, т.е. в конце процессов выполнения и выхлопа; гидродинамические колебания наиболее заметны на диаграмме при внутреннем расширении и выталкивании.

Вид индикаторной диаграммы позволяет судить о совершенстве цикла. Рассматриваемая система, реализуя полный перепад давлений ΔP , генерирует холод в двух процессах: промежуточном внутреннем расширении ($\Delta P_{в}$) и выхлопе ($\Delta P_{вых}$). Показано, что с увеличением перепада $\Delta P_{в}$, приходится на термодинамически более совершенное внутреннее расширение, а также на обратное сжатие $\Delta P_{обр}$, эффективность цикла возрастает.

Протекание опытных температурных кривых аналогично кривым давления. Процессы осуществляются при существенном градиенте температур в пульсационной зоне; характер распределения по длине трубы близок к расчетному.

В ходе экспериментов исследовано влияние параметров цикла и геометрических факторов на вид индикаторной диаграммы и на внешние характеристики. Опытные результаты обработаны в виде зависимостей относительной эффективности η и понижения температуры ΔT в устройстве от величины исследуемого параметра (T^* , β , n , $\bar{L}$, W , $\bar{F}$, газораспределения - см. таблицу).

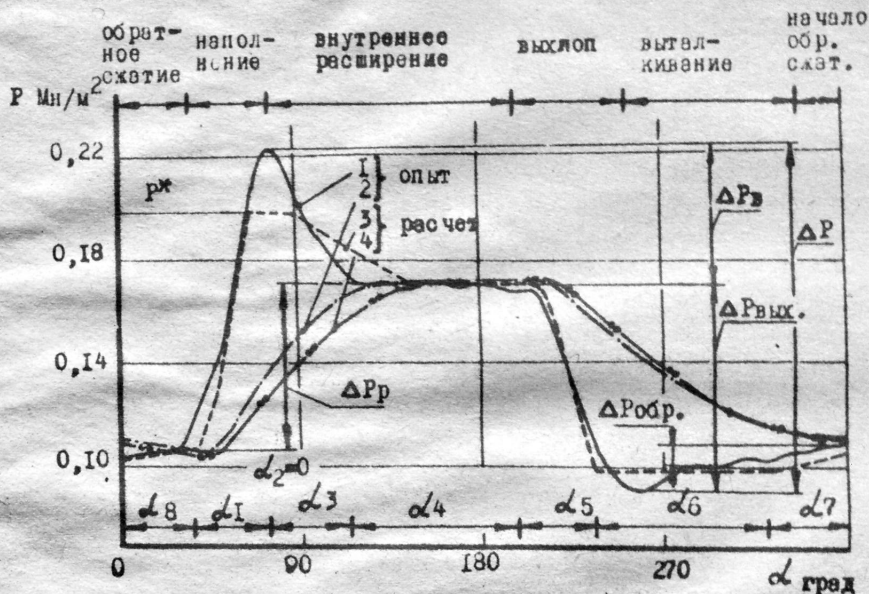


Рис. 2

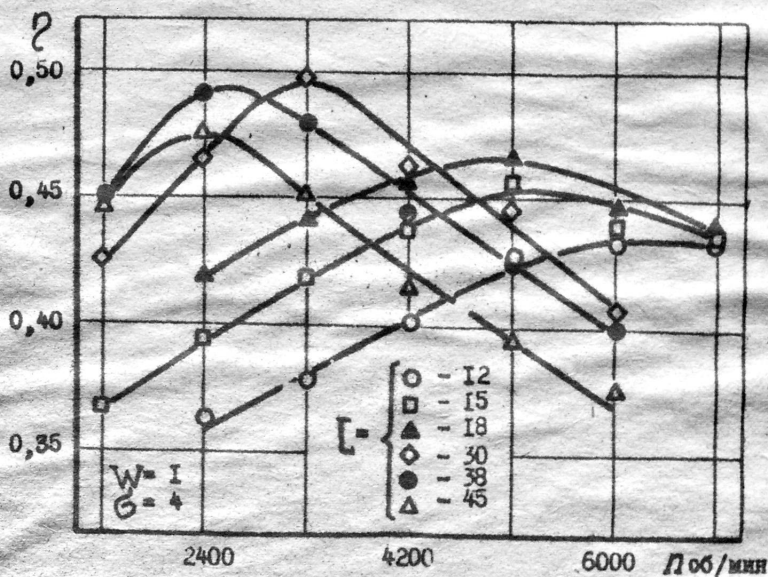


Рис. 3

Частота пульсаций Π . Установлено, что при низких частотах индикаторные диаграммы на участках внутреннего расширения и обратного сжатия практически горизонтальны, а амплитуда колебания давления в ресивере максимальна. Этот случай соответствует циклу № I. По мере роста Π горизонтальные участки исчезают, перепады ΔP_v и $P_{обр}$ увеличиваются (в устройстве реализуется более эффективный цикл № 2), η возрастает, достигая оптимума. С дальнейшим увеличением частоты начинают ощутимо сказываться волновые и гидравлические потери, и эффективность интенсивно снижается. По абсолютному значению все характеристики имеют оптимум относительно Π (рис. 3). В исследованном диапазоне параметров (при $D = 8 - 20$ мм) коротким трубам $L = 12 - 20$ соответствует зона оптимальных $\Pi = 4500 - 5000$ об/мин; при $L = 20 - 40$ рациональными можно считать $\Pi = 2500 - 4500$ об/мин.

Отношение давлений δ . Определено, что с увеличением δ перепад Δt возрастает, а эффективность устройства падает. Причем, темп снижения η замедляется. Это объясняется взаимным влиянием двух противоположных факторов: эффективность процесса выхлопа снижается, а относительный перепад давлений $\Delta P_v / \Delta P$ возрастает. Показана принципиальная возможность расширения газа в устройстве с эффективностью, превышающей термодинамическое совершенство процесса выхлопа.

Отношение объемов W . Анализ индикаторных диаграмм выявил, что с увеличением W амплитуда колебания и максимальное давление в ресивере уменьшаются, возрастают перепады ΔP_v и $\Delta P_{обр}$; следовательно, повышается η . Однако, увеличение W больше значений, при которых полностью исчезают горизонтальные участки диаграмм, нецелесообразно, т.к. это неоправданно увеличивает вес и габариты устройства. Исходя из опытных данных, рациональными можно считать величины $W = 1,5 - 2,5$. Более длинным трубам соответствуют меньшие значения W .

Относительная длина трубы L . При возрастании L снижаются потери от смещения "холодных" и "горячих" порций газа, интенсифицируется отвод тепла сжатия, увеличиваются нагрузки на теплообменник, гидравлические и волновые потери. Взаимное влияние этих факторов определяет оптимальную длину L . В исследованном диапазоне параметров максимальная эффективность достигнута при $L = 25 - 35$. Для больших δ оптимум смещается к нижнему пределу.

Газораспределение. Газораспределительными элементами являются угловая диаграмма золотника и свободное сечение дюз $\bar{F}$. Анализ индикаторных диаграмм показывает, что максимальная интенсивность внутреннего расширения ΔP_v достигнута на моделях с золотниками, у которых впускной клапан имеет малый угол открытия и большой угол закрытия, а обратного сжатия $\Delta P_{обр}$ — при средних значениях этих углов выпускного клапана. Свободное сечение дюз $\bar{F}$ определяет амплитуду колебания давления в ресивере, с уменьшением которой возрастают перепады ΔP_v и $\Delta P_{обр}$. Для исследованных параметров лучшие характеристики получены на моделях при величинах $\bar{F} = 0,08 - 0,15$.

Показано, что эффективность η пульсационного устройства (в диапазоне $\zeta = 2 - 5$) выше, чем у тепловых сепараторов в 1,3-1,8 раза, и охлаждаемых вихревых труб — в 1,8 - 2,0 раза.

По результатам проведенного исследования разработана методика и даны рекомендации к проектированию пульсационных расширительных устройств.

ВЫВОДЫ

1. Разработано пульсационное расширительное устройство нового типа, предназначенное для понижения температуры газа в охлаждающих системах. Создана конструкция этого устройства и подтверждена его работоспособность. Показано, что его относительная эффективность, определяемая термическим КПД, превышает КПД пульсационных тепловых сепараторов.

2. Предложенное пульсационное устройство позволяет реализовать два различных холодильных цикла: генерирование холода в первом (цикл № 1) осуществляется в процессе выхлопа, более эффективный цикл № 2 включает внутреннее изэнтропное расширение и процесс выхлопа рабочего тела.

3. Проведено теоретическое исследование разработанного устройства. Исходя из особенностей протекания процессов, предложены две его математические модели. Цикл № 1 исследуется на основе упрощенной модели по осредненным параметрам газа; цикл № 2 — с учетом градиента температур по длине пульсационной зоны, мгновенных значений параметров в полостях и действительных расходов через органы газораспределения.

4. Проведено комплексное экспериментальное исследование данного устройства. Определен рациональный диапазон геометрических параметров ($n, L, W, \bar{F}$, газораспределение), соответствующий оптимальным условиям расширения газа. На опытных образцах, при

расходах воздуха не более 30 кг/ч и степенях расширения $\beta = 1,5-5,0$ получена относительная эффективность $\eta = 0,60 - 0,45$. Результаты аналитического исследования удовлетворительно согласуются с экспериментами. На оптимальных режимах расхождение расчетных и опытных данных не превышает 20%.

5. В результате аналитического и экспериментального исследования предложена методика расчета и даны рекомендации к проектированию охлаждающих систем с пульсационными расширительными устройствами. Разработанная и испытанная конструкция пульсационного устройства нашла применение в промышленности. Конструкция и способ получения холода защищены авторскими свидетельствами: № 52757I; № 553408; № 5534I4.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Тарасов А.А., Микулин Е.И., Кузнецов Б.Г. Низкотемпературная пульсационная машина. — "Химическое и нефтяное машиностроение", 1978, № 2.
2. Микулин Е.И., Кузнецов Б.Г., Тарасов А.А. Исследование расширительной пульсационной машины. В сб. Тезисы докладов на Всесоюзной конференции по холоду. Ташкент, 1977.
3. Кузнецов Б.Г., Микулин Е.И., Воронин В.Г., Тарасов А.А. Охлаждающее устройство. Авт. свид. № 527569, Бюлл. № 33, 1976.
4. Кузнецов Б.Г., Микулин Е.И., Воронин В.Г., Тарасов А.А. Способ получения холода. — Авт. свид. № 52757I, Бюлл. № 33, 1976.
5. Кузнецов Б.Г., Микулин Е.И., Воронин В.Г., Тарасов А.А. Охлаждающее устройство. — Авт. свид. № 553408, Бюлл. № 13, 1977.
6. Кузнецов Б.Г., Микулин Е.И., Воронин В.Г., Тарасов А.А. Способ получения холода. — Авт. свид. № 5534I4, Бюлл. № 13, 1977.