

М.358450

Министерство высшего и среднего специального образования
СССР

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

На правах рукописи

Бреусов Александр Константинович

**Разработка и исследование газовой криогенной
машины с упругой перегородкой**

**(05. 04. 03. - гидравлические машины и аппараты
холодильной и криогенной техники)**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Москва - 1980

Работа выполнена в Омском политехническом институте

Научный руководитель - доктор технических наук
профессор Суслов А. Д.

Научный консультант - кандидат технических наук
доцент Гороховский Г. А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
профессор Фрадков А. Б.
кандидат технических наук
с. н. с. Белов В. В.

Ведущее предприятие - НПО «ГЕЛИЙМАШ»

Защита диссертации состоится « 17 » *марта* 1980 г.
в 14 час. 30 мин. на заседании специализированного Совета
К.053.15.07 «Криогенные, холодильные, гидравлические, ва-
куумные и компрессорные машины и аппараты» МВТУ
имени Н. *С. Лефортова*, Лефортовс-
кая наб., *Москва* «*Союзмаш*».

С диссе-
ртации
имени Н

МВТУ

Авторе

Ваши
просьба
ская ул.

атью,
ауман-
07

Ученый
специа-
кандид-
доцент

М358450

Н. Козлов

Актуальность темы. Технический прогресс непрерывно подвигает новые требования к технике получения низких температур, применение которой открывает все более широкие перспективы в развитии отдельных областей физики, радиоэлектроники, биологии, медицины и во многих других отраслях науки и техники. Для успешного выполнения указанных требований криогенные системы должны обладать высокой термодинамической эффективностью, минимальными габаритно-весовыми характеристиками, большим ресурсом работы и высокой надежностью. Совершенствование подобных машин - один из путей успешного выполнения решений XXV съезда КПСС о развитии теоретических и экспериментальных работ в области низких температур.

Наиболее эффективными генераторами холода являются газовые криогенные машины (ГКМ), реализующие цикл Стирлинга. Повышение надежности и ресурса работы является важнейшим направлением совершенствования этих машин, которое может быть достигнуто благодаря использованию узлов расширения со свободноподвижными элементами. Подобные ГКМ наряду с высокой эффективностью обладают рядом достоинств: простотой конструкции, относительно невысокой стоимостью и технологичностью изготовления; удобством стыковки с объектом охлаждения. Характерным представителем данного типа машин, отличающимся максимальной простотой, является ГКМ с упругой перегородкой, первому исследованию которой посвящена настоящая работа.

Цель работы. Целью представленной работы явилось комплексное исследование процессов, протекающих в рабочем объеме изучаемой ГКМ, развитие метода теоретического анализа применительно к исследуемой машине, разработка и проверка практических рекомендаций по проектированию подобных машин.

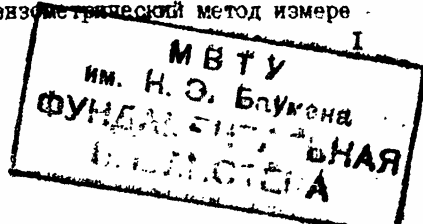
Научная новизна. Проведено теоретическое исследование процессов в рабочих полостях ГКМ с упругой перегородкой. Установлены функциональные связи между основными параметрами цикла, учитывающие мгновенные значения гидравлического сопротивления блока теплообменных аппаратов. Разработана теоретическая модель, основанная на аппроксимации закона перемещения упругой перегородки. Для этой модели получены зависимости, выражающие связь между основными размерными параметрами машины. Разработана методика определения потерь холода, вызванных теплопереносом "газовым вытеснителем". Разработан и применен тензометрический метод измерения

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1358450

Бреусов А.К. Разработка и



ния текущей разности давлений в полостях сжатия и расширения. Создан стенд для статической и амплитудно-динамической тарировки датчиков давления и разности давления. Впервые разработан и создан экспериментальный образец ГKM с упругой перегородкой, на которой проведен комплекс экспериментов.

Результаты работы. Теоретическое и экспериментальное исследование ГKM с упругой перегородкой позволило установить области рационального изменения ее основных конструктивных параметров и размерных соотношений. Экспериментальное исследование подтвердило справедливость принятой модели действительного цикла и работоспособность выбранной конструктивной схемы машины. На основании проведенного исследования разработана методика термодинамического анализа подобных машин.

Практическая ценность. Получены зависимости для расчета и анализа ГKM с упругой перегородкой. Экспериментально показано, что исследуемая ГKM работоспособна и обладает высокой термодинамической эффективностью. Проведенное исследование позволило внести ряд предложений, направленных на усовершенствование подобных машин. Показана возможность создания многоступенчатых ГKM с упругой перегородкой, способных охлаждать до температур ниже 30 К. Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых образцов подобных машин. На основании полученных рекомендаций разработаны, созданы и переданы заказчикам два опытных образца исследуемого охладителя.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на XIV Международном конгрессе по холоду (Москва, 1975), на Всесоюзном научно-техническом совещании "Перспективы развития и применения микрокриогенной техники" (Омск, 1977), на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха" (Ташкент, 1977), на научно-техническом семинаре кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1979).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 статей, получено 1 авторское свидетельство

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 103 страницах машинописного текста, включает введение, четыре главы,

ыводы, иллюстрирована 46 рисунками и I таблицей. Библиография содержит 81 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрен принцип действия ГKM с упругой перегородкой, проведено сравнение исследуемой машины с другими охладителями со свободнодвижущимися элементами расширения, приводится анализ методов исследования и расчета машин со встроенными теплообменными аппаратами.

Охладители, работающие по циклу Стирлинга, являются эффективными генераторами холода в диапазоне температур $30 + 150$ К, что определяет их широкую известность. Но традиционные конструкции охладителей, использующих названный цикл, обладают рядом недостатков, ограничивающих их практическое применение. К таким недостаткам относятся: сложность конструкции; высокий уровень вибраций, снижение которого требует еще большего усложнения машин; относительно небольшой ресурс работы; неудобство стыковки с объектом охлаждения, обусловленное невозможностью отделения узла расширения от компрессорного агрегата.

Практика показывает, что цикл Стирлинга может быть осуществлен не только в традиционных машинах, но и в машинах со свободнодвижущимися элементами расширения. За последние годы в технической литературе появились сведения о ряде подобных машин. Рабочие процессы традиционных и новых машин протекают практически идентично. В то же время конструкция свободнопоршневых машин значительно упрощается ввиду отсутствия механического привода вытеснителя, уменьшается число трущихся деталей. Это создает условия для повышения надежности и ресурса работы. Кроме того, у машин со свободнодвижущимися элементами расширения существует возможность удаления узла сжатия от узла расширения, что облегчает стыковку с объектом охлаждения. Однако большинство свободнопоршневых машин имеют значительные вибрации, обусловленные перемещением свободнодвижущихся элементов.

Этот недостаток устранен в ГKM с упругой перегородкой, предложенной автором настоящей работы совместно с Г.А.Гороховским, В.Г.Бахневым, Ю.О.Прусманом. Роль вытеснителя в этом охладителе выполняет упругая перегородка, имеющая незначительную массу, вместе с примыкающим к ней со стороны полости рас-

ширения слоев газа. Достоинства такой ГМ: простота конструкции и изготовления, относительно невысокая стоимость.

Принцип работы ГМ с упругой перегородкой заключается в следующем. При движении компрессорного поршня между полостями сжатия и расширения охладителя возникает переменная разность давлений, обусловленная гидравлическим сопротивлением блока теплообменных аппаратов. Разность давлений перемещает перегородку, вызывая изменение объема полости расширения. За счет упругой перегородки осуществляется фазовый сдвиг между изменениями объемов полостей сжатия и расширения. Механизм и последовательность рабочих процессов в рассматриваемом охладителе протекают в полной аналогии с классическим прототипом машины, реализующей цикл Стирлинга.

Обзор литературных данных по исследованию действительных циклов показал, что среди существующих методов анализа машин с внутренней регенерацией тепла наиболее рациональным является метод дифференциального определения потерь, разработанный д.т.н., профессором А.Д.Сусловым. Однако специфика рабочего процесса предложенной машины потребовала разработки математической модели, учитывающей взаимосвязь перемещения упругой перегородки с гидравлическим сопротивлением блока теплообменных аппаратов.

На основании проведенного анализа были поставлены следующие задачи исследования:

- разработка метода расчетного анализа теоретического цикла предложенной ГМ;
- анализ действительного цикла ГМ с целью определения взаимосвязи основных конструктивных и термодинамических параметров;
- разработка и создание макетного образца ГМ и стенда для его экспериментального исследования;
- проведение экспериментального исследования с целью проверки справедливости предложенной математической модели и получение рекомендаций по проектированию и применению подобных машин.

Во второй главе проводится термодинамический анализ теоретического и действительного циклов ГМ.

Структурно исследуемая ГМ может быть представлена в виде замкнутого переменного объема, разделенного упругой перегородкой -

родкой на две полости: сжатия и расширения. Полости сообщают - ся между собой через блок теплообменных аппаратов.

Закон изменения объема полости расширения является сложной функцией сил, действующих на перегородку. Основная из них - сила, вызванная наличием гидравлического сопротивления блока теплообменных аппаратов. Поскольку масса перегородки незначи - тельна, то силами инерции и весом перегородки можно пренебречь. Можно пренебречь также силами трения в шеевых уплотнениях пе - перегородки. Принимая во внимание указанные допущения, закон пе - ремещения перегородки можно записать в виде

$$X_n = f(\Delta P) \quad \text{или} \quad V_n = C \cdot \Delta P,$$

где C - коэффициент пропорциональности.

Таким образом, закон изменения объема полости расширения яв - ляется сложной функцией параметров цикла, определяющих массо - вне расходы газа через теплообменные аппараты. Поэтому наиболее приемлемой моделью цикла может быть модель, учитывающая гидрав - лическое сопротивление блока теплообменных аппаратов и неизо - термический характер протекающих процессов в рабочих полостях.

Для оценки влияния закона распределения давления вдоль теп - лообменных аппаратов на точность определения мгновенных значе - ний масс газа, находящихся в аппаратах, проведено сравнение ре - зультатов расчета этих масс при ступенчатом, линейном и степен - ном распределении давления вдоль аппаратов. Различие получен - ных результатов не превышало 3%. Следовательно, достаточная точность может быть достигнута при ступенчатом законе распре - деления давления по длине теплообменных аппаратов, наиболее прост - ом и удобном при анализе машины. Принятое допущение предпола - гает, что сопротивление всего блока аппаратов сосредоточено в сечении регенератора, соответствующем среднemasсовой температу - ре. В этом случае мгновенные значения давлений в рабочих поло - стях могут быть определены по зависимостям:

$$P_c = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \frac{V_j}{T_j}} \left[M_g R + \Delta P \sum_{j=1}^m \frac{V_j}{T_j} \right];$$

$$P_e = P_c + \Delta P,$$

где M_{Σ} – суммарная масса газа в рабочем объеме ГKM; n – количество объемов, входящих в рабочий объем ГKM; m – количество объемов, составляющих полость расширения и находящихся между перегородкой и средним сечением регенератора; ΔP – гидравлическое сопротивление блока теплообменных аппаратов, определяемое из выражения

$$\Delta P = \sum_{i=1}^k \left(\zeta_{\text{вх},i} + \lambda_{r,i} \frac{l_i}{d_{r,i}} + \zeta_{\text{вых},i} \right) \frac{G_i |G_i|}{2 F_i \rho_i}.$$

G_i – массовый расход через отдельный участок какого-либо из аппаратов; F – проходное сечение этого участка.

Особенностью ГKM с упругой перегородкой является наличие "сжимаемого" вытеснителя. Для определения объема газа, натекающего в полость расширения, и, следовательно, массы газа в этом объеме необходимо знать мгновенные значения объема "газового вытеснителя". При разработке модели теоретического цикла сделаны следующие допущения: отсутствует теплообмен газа со стенками в дополнительном объеме полости расширения; газ, находящийся в дополнительном объеме, никогда не заходит в теплообменник нагрузки и не перемешивается с натекающим газом; перетечки через уплотнение перегородки отсутствуют. На основании перечисленных допущений можно считать, что процессы в объеме "газового вытеснителя" протекают изэнтропийно при постоянной массе газа. Следовательно, мгновенные значения объема "газового вытеснителя" могут быть определены из уравнения

$$V_{\text{вт}} = A P_{\text{г}}^{-\frac{1}{k}},$$

где $A = V_{\text{г},(0)} \cdot P_{\text{г},(0)}^{\frac{1}{k}}$ – постоянный коэффициент, определяемый из начальных условий.

Вывод других уравнений теоретического цикла основывался на первом законе термодинамики для тела переменной массы. Теоретический цикл предполагает изменение температур газа в рабочих полостях с учетом необратимости процессов смешения.

Предложенная модель допускает произвольный закон изменения объемов компрессорной полости и полости расширения, что позволяет судить об универсальности принятой модели и применимости ее для анализа других машин с внутренней регенерацией тепла.

Анализ теоретического цикла ГKM с упругой диафрагмой прово-

дился по результатам решения системы уравнений численным методом на ЭЦМ "Найри-К". В результате анализа установлено, что наиболее сильное влияние на характеристики охладителя оказывают такие параметры, как отношение максимальных объемов, описываемых компрессорным поршнем и перегородкой,

$$W = \frac{V_{\kappa}^{\max}}{V_n^+ + |V_n^-|} ; \text{ относительная величина дополнительного объема}$$

полости расширения $\alpha_2 = V_2 / V_{\kappa}^{\max}$ и отношение температур $\bar{t} = T_x / T_T$. В приведенных соотношениях приняты следующие обозначения: V_n^+ , V_n^- - максимальные значения объемов, заключенных между средним положением перегородки и крайними ее отклонениями в сторону полости расширения (+) и полости сжатия (-); V_2 - объем полости расширения, заключенный между средним положением перегородки и входом в теплообменник нагрузки; T_x , T_T - температура стенок холодильника и теплообменника нагрузки, соответственно.

Проведенный анализ позволил установить, что для исследуемой ГKM существует минимально возможное значение параметра W , при котором холодопроизводительность теоретической машины равна нулю. Это значение может быть определено из зависимости

$$W_0 = \frac{S_z + 0,5}{S_E} ,$$

где

$$S_z = \frac{V_i \cdot T_x}{V_{\kappa}^{\max} \cdot T_i} , \quad S_E - \text{суммарный относительный приведенный свободный объем}$$

ГKM и аналогичный объем полости расширения, заключенный между перегородкой и средним сечением регенератора.

При увеличении W от значения W_0 до значения W^* происходит резкий рост располагаемой холодопроизводительности от нуля до максимального значения. Дальнейшее увеличение W приводит к ее постепенному снижению. Вместе с тем, увеличение W от W_0 до ∞ вызывает увеличение среднемассового расхода газа через теплообменные аппараты, что приводит к возрастанию потерь от необратимости теплообмена. Поэтому следует ожидать наилучших эксплуатационных характеристик при значениях параметра W , находящихся в окрестности W^* . В свою очередь, W^* можно определить, о чем свидетельствуют резуль-

таты расчетов, из выражения $W^* = W_0 + (I,0 + I,5)$. Изменение любого параметра, приводящее к изменению W_0 , приводит к ответному изменению W^* .

В основу анализа действительного цикла положена методика исследования машин со встроенными теплообменными аппаратами, разработанная под руководством д.т.н., профессора А.Д.Суслова. Основное положение методики заключается в том, что действительные значения тепловых потерь оказываются близкими к вычисленным при условии равенства мгновенных расходов газа через теплообменные аппараты действительной машины и рассчитанной по методике теоретического цикла.

Основными потерями, подлежащими определению, являются потери от несовершенства теплообмена в регенераторе, теплопритоки, вызванные теплопереносом "газовым вытеснителем", теплопритоки по элементам конструкции и через изоляцию. Гидравлические потери в машине автоматически учитываются при расчете теоретического цикла.

Определению действительных потерь предшествует расчет аппаратов внешнего теплообмена, в результате которого уточняется разность температур на концах регенератора и тепловые нагрузки теплообменных аппаратов.

Основную долю тепловых потерь составляют, как правило, потери от несовершенства теплообмена в регенераторе. В настоящей работе для их определения использован метод замены реального регенератора эквивалентным, предложенный А.Д.Сусловым. Достоинствами данного метода является возможность сравнительно простым способом учитывать изменение теплофизических свойств материала насадки и рабочего тела по длине регенератора, а также непостоянство расхода рабочего тела по длине аппарата и во времени.

Анализ показал, что в исследуемой машине потери холода от теплопереноса "газовым вытеснителем" могут принимать значения, соизмеримые с потерями в регенераторе. Расчет этих теплопритоков по существующим методикам, применимым к обычным вытеснителям, не представляется возможным. Поэтому в настоящей работе разработан метод оценки величины потерь от теплопереноса "газовым вытеснителем", которые могут быть определены с помощью следующей зависимости:

$$\Delta Q_{\delta T} = \frac{1}{2} \alpha d_{\delta T} \bar{S} [\Delta T_1 + \Delta T_2] ,$$

где $\Delta T_1 = (T_x - T_T) \bar{S} / \bar{l}$ - среднеинтегральный температурный напор, вызванный возвратно-поступательным перемещением газового вытеснителя; $\Delta T_2 = T_{ст} (6^{\frac{1}{b}} - 1)$ - среднеинтегральный температурный напор между газом и стенкой, вызванный адиабатным сжатием (расширением) газа в объеме вытеснителя; $d_{\delta T}$, $\bar{S}$, $\bar{l}$ - диаметр, средний по длине ход и средняя за цикл длина "газового вытеснителя"; α - коэффициент теплоотдачи при средних за перемещение перегородки в одну сторону параметрах газа в объеме вытеснителя; $T_{ст}$ - средняя по высоте температура стенки дополнительного объема; b - степень повышения давления.

Предложенная зависимость получена из предположения, что основной составляющей теплопереноса является регенеративный теплообмен газа, находящегося в дополнительном объеме, с окружающими его стенками. Предполагалось, что влияние перемешивания на входе в дополнительный объем при установленных успокоителях и влияние естественной конвекции, способной возникнуть при определенной ориентации охладителя, пренебрежимо малы. В дальнейшем эти предположения подтвердились экспериментально. Расчет теплопереноса по приведенной зависимости показал, что величина теплопритоков довольно значительна и во многом зависит от размеров дополнительного объема и его геометрической формы. В результате расчетов установлено, что потери от теплопереноса "газовым вытеснителем" имеют наименьшую величину при следующих геометрических соотношениях:

$$\frac{d_T}{d_n} = \sqrt{\frac{V_E^{max} \cdot W}{V_K^{max}}} ; \quad \frac{S_n}{d_n} = 1,0 \div 1,2 ,$$

где d_T, d_n - диаметры дополнительного объема в зонах теплообменника нагрузки и перемещения перегородки; S_n - амплитуда перемещения перегородки; V_E^{max} - максимальное значение объема холодного газа, поступающего в дополнительный объем.

Остальные виды тепловых потерь определялись по общепринятым методикам.

Критерием оптимальности при анализе действительного цикла принята величина относительного термодинамического к.п.д.

$\eta = \varepsilon_a / \varepsilon_{карно}$. В качестве независимых переменных были при-

няти основные размерные соотношения W и a_2 , масса насад - ки регенератора и отношение его высоты к проходному сечению. Расчеты были произведены в диапазоне изменения

$n = 1000 + 2200$ об/мин, $P = 2,0 + 3,5$ МПа, $\bar{t} = 4 + 6$. В результате этих расчетов установлено, что наибольшего значения к.п.д. достигает при $W = 3,5 + 5,0$ и $a_2 = 0,4 + 0,5$.

Полученные значения параметров W и a_2 можно рекомендовать в качестве оптимальных для машин, близких по конструкции к исследуемой, в указанном диапазоне изменения P , n и $\bar{t}$. В общем виде эти рекомендации можно представить, как

$$W_{\text{опт}} = W_0 + (1,5 + 2,0); \quad a_{2\text{опт}} \approx 1,9/W_{\text{опт}}.$$

Меньшие значения $W_{\text{опт}}$ и большие значения $a_{2\text{опт}}$ соответствуют более высоким значениям P , n и $\bar{t}$.

В третьей главе приведены основные этапы экспериментального исследования. Дается сравнение результатов, полученных на машинах с различной конструкцией узла расширения. Приведено описание экспериментального образца ГKM, экспериментального стенда и характеристик контрольно-измерительных приборов. Изложена методика проведения экспериментов, проведена оценка погрешностей измерений.

На первом этапе экспериментального исследования были испытаны три варианта конструкции узла расширения, отличающиеся различным расположением дополнительного объема. Результаты испытаний показали бесспорное преимущество конструкции узла расширения с расположением узла расширения внутри кольцевого регенератора. Далее были испытаны два варианта ГKM, отличающиеся способом реализации принципа упругой перегородки: диафрагма из листовой резины и подпружиненный стакан. Полезная холодопроизводительность и потребляемая мощность у сравниваемых вариантов были примерно одинаковы во всем диапазоне сравнения. Для практического использования более рациональна конструкция с подпружиненным стаканом, которая позволяет ожидать длительный ресурс работы узла расширения. В экспериментальной машине использована диафрагма из листовой резины, что определено удобством изменения объема, описываемого перегородкой, во время исследования. Проведенные на этом этапе эксперименты позволили установить, что у малотемпературных машин, подобных исследуемой, можно пренебречь влиянием естест -

венной конвекции на теплоперенос в дополнительном объеме полости расширения. Установка на входе в дополнительный объем ускорительных пакетов из материала с малой массовой теплоемкостью позволяет практически полностью устранить перемешивание газа на входе в дополнительный объем полости расширения без появления каких-либо нежелательных эффектов.

Основной задачей, решенной на данном этапе, было создание работоспособного, отвечающего требованиям эксперимента образца ГKM с упругой перегородкой. В качестве базы для этого образца был принят компрессор, имеющий поршень диаметром 46 мм и ход поршня 22 мм.

На втором этапе экспериментального исследования была проведена оценка влияния основных параметров цикла на эффективность изучаемой ГKM. Целью этапа явился анализ результатов теоретического исследования, получение практических рекомендаций по проектированию подобных охладителей. Для выполнения этих задач был разработан и создан экспериментальный стенд, позволяющий производить необходимые измерения. Стенд включал в себя приборы для контроля и регистрации давлений и температур, потребляемых электрических мощностей, расхода охлаждающей воды и остаточного давления в высоковакуумной изоляции. Для регистрации быстротекущих давлений и разности давлений в полостях сжатия и расширения использованы тензометрические датчики. Для статической и амплитудно-динамической тарировки этих датчиков спроектирован и изготовлен специальный стенд.

Четвертая глава посвящена анализу результатов экспериментального исследования ГKM с упругой перегородкой.

В результате проведенных экспериментов выявлено распределение действительных тепловых потерь в рабочем образце ГKM в зависимости от основных параметров цикла: P , n , $\bar{t}$, W , A_2 . Эксперименты показали, что потери от теплопереноса в предполостительной области изменения основных параметров соизмеримы с потерями в регенераторе. Сравнение результатов расчетов и экспериментов показало, что потери холода от теплопереноса могут быть определены с погрешностью, не превышающей 30%, по предложенному в настоящей работе методу.

На следующей стадии был испытан вариант, у которого про

филь и размерные соотношения дополнительного объема выполнены в соответствии с рекомендациями. Сравнение результатов испытания этого варианта с результатами образца с цилиндрическим дополнительным объемом показывает, что у первого полезная холодопроизводительность и к.п.д. значительно выросли в диапазоне термостатирования 50–80 К. При этом минимально достижимая температура снизилась от 45 до 37 К. Относительный термодинамический к.п.д. на уровне термостатирования 77 К принял величину 14,6%. Полученный результат хорошо согласуется с расчетами.

Индифферентное рабочее состояние показало, что различие в значениях располагаемой холодопроизводительности, определенное экспериментально и в результате расчетов по предлагаемой теоретической модели ГТМ, не превышает 13%.

Сравнение полезной холодопроизводительности, измеренной во время экспериментов, с данными расчетов при тех же параметрах показало их удовлетворительное совпадение. Различие не превышало 28%. Сравнение показало, что при $T_T = 77$ К, $T_X = 300$ К, $P = 3,4$ МПа, $n = 1460$ об/мин, $Q_1 = 0,1$ как в расчетах, так и при экспериментах максимальные значения холодопроизводительности и к.п.д. были получены при $W = 4,0 + 4,5$ и $Q_2 = 0,6 + 0,7$. Следовательно, результаты теоретической оптимизации достаточно объективны и полученные рекомендации справедливы для машин, близких по конструкции и размерам к исследуемой.

Проведенный анализ результатов теоретического и экспериментального исследования позволил установить, что связь между конструктивными и термодинамическими параметрами у ГТМ с упругой перегородкой может быть выражена в виде приближенных соотношений. Например, для случая с гармоническим законом изменения компрессорного объема эти соотношения имеют следующий вид:

– угол фазового сдвига между крайними одноименными положениями компрессорного поршня и диафрагмы

$$\beta = \arccos \frac{W_0}{W};$$

– синус угла фазового сдвига между максимальным объемом полости расширения и максимальным давлением

$$\sin \varphi = \frac{\sin \beta}{S_{\Sigma} + 0,5};$$

- синус угла фазового сдвига между минимальным объемом полости расширения и минимальным значением объема, занимаемого натекающим в полость расширения холодным газом,

$$\sin \theta = \sin^3 \beta;$$

- изменение объема, описываемого перегородкой, может быть аппроксимировано выражением

$$V_{\Pi} = \frac{V_{\Lambda}^{\max}}{2W} (\cos \alpha - \frac{1}{4} \sin \beta \cdot \sin^3 \beta),$$

где α - угол поворота коленчатого вала.

Расчеты по приведенным зависимостям дают ошибку по сравнению с результатами экспериментов, не превышающую 7-10% в области изменения W от W_0 до 10. Это позволяет рекомендовать их для определения начальных параметров при расчете теоретического цикла. Практика расчетов показала, что при заданном значении W время расчета цикла сокращается примерно вдвое, благодаря более точному выбору начального значения объема "газового вытеснителя".

Возможность аппроксимации закона перемещения перегородки позволяет к допущениям, принятым при построении модели теоретического цикла, прибавить допущение об отсутствии гидравлического сопротивления блока теплообменных аппаратов. При этом модель цикла значительно упрощается. Появляется возможность исключить итерации на каждом временном шаге, что выражается в сокращении объема вычислительных работ более чем на порядок. Ошибка в определении индикаторных параметров с помощью этой модели не превышает 18%, а в определении действительной холодопроизводительности - 35%. Следовательно, для машин, близких по конструкции к исследуемой, в области изменения W от W_0 до 10 можно рекомендовать в качестве приближенной методики расчета, основанную на аппроксимации перемещения перегородки.

Результаты проведенного исследования позволяют судить о достаточно высокой термодинамической эффективности ГТМ с упру-

гой перегородкой. С учетом отмеченных ранее конструктивных и эксплуатационных достоинств предложенная машина может иметь достаточно широкую область применения. Показана возможность использования подобных машин для термостатирования до температур 20–30 К. Это становится возможным в многоступенчатых вариантах ГKM с упругой перегородкой, выполнение которых не представляет серьезных трудностей.

Рекомендации, полученные в работе, использованы при проектировании опытно-промышленных образцов микроожижителя воздуха производительностью 0,5 кг/ч для нужд медицины и микроохлаждения для термостатирования на уровне 77 К холодопроизводительностью 6 Вт. Оба образца переданы заказчикам.

В Ы В О Д Ы

1. Разработан и исследован новый тип ГKM, реализующей цикл Стирлинга. Охладитель отличается от существующих машин простой конструкции, технологичностью и низкой стоимостью изготовления, надежностью в работе.

2. Разработана математическая модель цикла, которая достаточно полно отражает действительные рабочие процессы в ГKM с упругой перегородкой. Ошибка в определении индикаторных параметров машины не превышает 13%. Исследована взаимосвязь конструктивных параметров с параметрами цикла.

3. Проверена работоспособность пяти вариантов конструкции узла расширения, которые отличаются расположением дополнительного объема, способом реализации принципа упругой перегородки. В результате создан экспериментальный образец ГKM, позволяющий изменять конструктивные параметры в широких пределах. При испытаниях этого образца были получены следующие наилучшие результаты: минимальная температура криостатирования 37 К; на уровне криостатирования 77 К относительный термодинамический к.п.д. 14,6%.

4. Получены рекомендации по рациональному выбору конструктивных параметров W , Q_2 для одноступенчатых охладителей. Даны рекомендации по конструированию основных узлов и всей машины в целом.

5. Предложена приближенная расчетная модель ГKM, основанная

ная на аппроксимации перемещения перегородки, позволяющая сократить объем вычислительных работ более чем в 10 раз. Для конструкций, близких к исследуемой, ошибка в определении индикаторных параметров не превышает 18%.

6. Результаты проведенного исследования использованы при создании опытно-промышленных образцов ГХМ с упругой перегородкой.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Гороховский Г.А., Бреусов А.К., Бахнев В.Г., Прусман Ю.О. Исследование газовой холодильной машины с упругой перегородкой. - Сб. "Вопросы криогенной техники", вып.2, ОмПИ, Омск, 1974.

2. Гороховский Г.А., Бреусов А.К. Результаты испытания ГХМ с упругой перегородкой. - Химическое и нефтяное машиностроение, № 4, ЦИТИСнефтемаш, М., 1975.

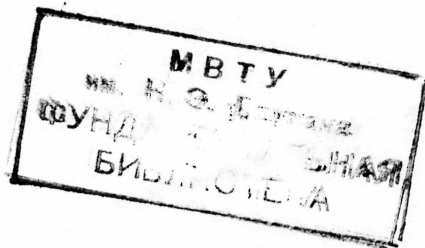
3. Бреусов А.К., Гунько Ю.И., Краморов А.Г., Акиншин Ю.Н. Особенности индиферирования ГХМ с упругой перегородкой. - Сб. "Вопросы криогенной техники", вып. 3, ОмПИ, Омск, 1975.

4. Gzesin A.K., Gorokhovskiy G.A., Bakhnev V.G., Breusov A.K., Gounko Y.I. "Gas refrigerating machine with elastic diaphragm" - XIV International congress of refrigeration, Moscow, 1975.

5. Бреусов А.К., Гороховский Г.А. Исследование рабочих процессов газовой криогенной машины с упругой перегородкой. - Сб. "Криогенные машины", Новосибирск, НИСИ, 1977.

6. Гороховский Г.А., Бреусов А.К., Гунько Ю.И. О повышении эффективности газовой холодильной машины с упругой перегородкой. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания "Перспективы развития и применения микрокриогенной техники", Омск, 1977.

7. Авторское свидетельство № 473884, кл. F-25B 9/00. Авт.: Гороховский Г.А., Бреусов А.К., Бахнев В.Г., Прусман Ю.О. "Газовая холодильная машина", 1975.



Подписано к печати 22.01.80. Формат бумаги 60х84 1/16. ПД 04007.
Объем 0,96 усл. печ. л. Туч.-изд. л. Заказ 7. Бесплатно. Оперативный
способ печати. Отпечатано в полиграфической лаборатории. Тираж 100.

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