94/6883

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

На правах рукописи

Мелехин Юрий Петрович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОКОМПРЕССОРА С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ПОДЖАТИЕМ

(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 - 1984

Работа выполнена в Омском политехническом институте

Научный руководитель – Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Суслов А.Д.

Научный консультант – кандидат технических наук, доцент Гороховский Г.А.

Официальные оппоненты – доктор технических наук профессор Пластинин П.И.,

кандидат технических наук доцент Стрельцов А.Н.

Ведущее предприятие – НПО Гелиймаш

Защита состоится "_ _ _" _ _ _ _ _ _ _ _ _ 1984 года в _ _ _ часов на заседании специализированного Совета К.053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" Московского высшего техническ - кого училища им. Н.Э. Ба... ...у: 107005, г. Москва,

...енные печатью, прось-

...библиотеке МВТУ им.

...1984 г.

М416883

Совета,

/Козлов В.Н./

В В Е Д Е Н И Е

Актуальность темы. Микрокриогенные системы на базе газовых криогенных машин, являющиеся наиболее эффективными генераторами холода, получили широкое применение для охлаждения приемников инфракрасного излучения, квантовых генераторов, малошумящих усилителей и для решения многих задач электронно-вычислительной техники и экспериментальной физики. Из ряда требований, предъявляемым к таким системам в последние годы, на первое место стали выдвигаться высокая надежность и минимальные габаритно-массовые характеристики, максимально возможный ресурс работы. Разработанные для газовых криогенных машин свободнопоршневые узлы расширения достаточно полно удовлетворяют этим требованиям.

В то же время существующие узлы сжатия ГКМ обладают рядом существенных недостатков. Так, использование в качестве узла сжатия серийных смазываемых компрессоров позволяет получать высокий ресурс системы (40...50 тыс. часов), но делает необходимым применение специальных аппаратов для очистки рабочего газа от паров масла, что ухудшает ее массогабаритные показатели. Использование в микромашинах несмазываемых поршневых компрессоров позволяет получать приемлемые массогабаритные показатели, но ресурс системы при этом резко снижается и составляет 1000...1200 часов, что в ряде случаев оказывается недостаточным. Поэтому весьма актуальным в микрокриогенной технике является вопрос создания для газовых криогенных машин узла сжатия без смазки механизма движения, обладающего в то же время повышенным ресурсом работы и приемлемыми массогабаритными характеристиками.

Одним из возможных направлений по созданию такого узла сжатия является разработка и дальнейшее совершенствование теплоиспользующих узлов сжатия со встроенными теплообменными аппаратами. Уплотнение вытеснителя в таком компрессоре работает при малых перепадах давлений, а нагрузки на механизм движения обусловлены только гидравлическим сопротивлением газовых коммуникаций и трением в подвижных уплотнениях, что позволяет отказаться от смазки в машине и при этом получать большие ресурсы работы. Настоящая работа посвящена разработке и исследованию такого компрессора.

N416883

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1416883
Мелехин Ю.П.Разработка и и

МВТУ им. Н.Э. Б
БИБЛИОТ

Цель работы. Целью представленной работы явилось всестороннее теоретическое и экспериментальное исследование свободнопоршневого термокомпрессора с дополнительным поджатием, обладающего, по сравнению с известным термомеханическим компрессором, повышенной степенью сжатия и производительностью; разработка методики его расчета, позволяющей определять влияние основных конструктивных и термодинамических параметров на характеристики машины; получение практических рекомендаций по выбору этих параметров при конструировании; проверка полученных рекомендаций.

Научная новизна. Впервые разработаны физические и математические модели процессов, протекающих в рабочих объемах изучаемого компрессора, проведен анализ его работы, оценено влияние отдельных параметров на характеристики машины, установлены функциональные связи между основными параметрами цикла, учитывающие мгновенные значения гидравлического сопротивления газовых магистралей и перетечки газа через подвижные уплотнения. С целью повышения точности расчетов свободнопоршневых машин предложен метод для определения текущих параметров цикла при постоянном шаге перемещения вытеснителя. Разработан и применен экспериментальный метод определения расходных характеристик узла сжатия, обладающий повышенной точностью. Впервые разработаны и созданы пять экспериментальных образцов термокомпрессора с дополнительным поджатием, на которых проведен комплекс экспериментальных исследований.

Результаты работы. Теоретическое исследование свободнопоршневого термокомпрессора с дополнительным поджатием позволило установить области рационального изменения его основных конструктивных параметров и размерных соотношений. Установлено, что при меньшей конструктивной сложности и прочих равных условиях, термокомпрессор с дополнительным поджатием обладает большей степенью сжатия и производительностью по сравнению с известной термомеханической компрессорной установкой. Экспериментальное исследование подтвердило справедливость принятой модели действительного цикла и работоспособность машины. На основании проведенного теоретического и

экспериментального исследования показана возможность использования предложенной методики расчета при конструировании подобных машин.

Практическая ценность. Получены зависимости для расчета и анализа свободнопоршневого теплоиспользующего компрессора с дополнительным поджатием. Экспериментально показано, что исследуемый узел сжатия, при предельной конструктивной простоте и отсутствии смазки движущихся частей, работоспособен и обладает достаточно высокой термодинамической эффективностью. Проведенные исследования позволили внести ряд предложений, направленных на усовершенствование подобных машин. Показана возможность создания простой и надежной газовой криогенной машины на основе свободнопоршневых узлов сжатия и расширения, потребляющей только тепловую энергию, обладающую повышенным ресурсом работы и удобством стыковки с охлаждаемым объектом. Результаты работы могут быть использованы при проектировании новых образцов подобных машин.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на научно-технических семинарах кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1982, 1983 г.), на III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению (г. Одесса, 1982 г.), на III Всесоюзной научно-технической конференции по криогенной технике "Криогенная техника-82" (г. Балашиха, 1982 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 2 статьи, получено 7 авторских свидетельств и 2 положительных решения Госкомитета по делам открытий и изобретений на выдачу авторских свидетельств СССР.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 131 странице машинописного текста, включает введение, четыре главы, иллюстрирована 87 рисунками и 1 таблицей. Библиография содержит 75 наименований. Общий объем работы составляет 191 страницу.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы и формулируется цель диссертационной работы.

В первой главе рассмотрен принцип действия свободнопоршневого термокомпрессора с дополнительным поджатием, проведено сравнение исследуемой машины с аналогичными теплоиспользующими узлами сжатия, приводится анализ методов исследования и расчета машин со встроенными теплообменными аппаратами.

Опыт эксплуатации теплоиспользующих газовых криогенных машин, работающих по циклу Вюлемье и имеющих разгруженный механизм движения, убеждает в возможности получения больших ресурсов на несмазываемых машинах. Тем не менее, теплоиспользующий узел сжатия, используемый в таком охладителе, имеет ряд недостатков, ограничивающих его практическое применение в других типах газовых криогенных машин. К ним относятся: невысокая степень сжатия, определяемая, в идеальном случае, как отношение температур подогревателя и холодильника; малая производительность; необходимость в конструктивно сложном сальниковом уплотнении штока, снижающем надежность и ресурс работы компрессора; необходимость, хотя и в маломощном, механизме привода вытеснителя, являющимся наиболее сложным элементом как по конструкции, так и по технологии изготовления, и значительно ухудшающим массогабаритные показатели машины.

Использование в термомеханическом компрессоре процесса дополнительного поджатия, предложенного Г.А.Гороховским, позволяет повысить степень сжатия в цикле, избавиться от механизма привода вытеснителя и улучшить ряд характеристик машины. Принцип работы свободнопоршневого теплоиспользующего компрессора с дополнительным поджатием (рис. I) заключается в следующем. Движение в цилиндре вытеснителя с "толстым" штоком вызывает перемещение газа через теплообменные аппараты и его перераспределение между рабочими полостями, имеющими различные температуры. При этом давление в холодной и горячей полостях машины изменяется и периодически происходят процессы всасывания и нагнетания газа. Объем дополнительной полости, в которую выходит свободный конец штока вытеснителя, выбран с таким расчетом, что давление в ней при движении последнего изменяется меньше, чем в холодной и горячей полостях. В результате между рабочими и

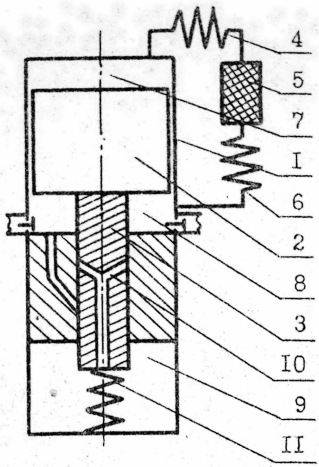

Рис. I.

I – цилиндр;
2 – вытеснитель;
3 – шток;
4 – подогреватель;
5 – регенератор;
6 – холодильник;
7 – горячая полость;
8 – холодная полость;
9 – дополнительная полость;
IO – газораспределительное устройство;
II – возвратная пружина.

дополнительной полостями всегда существует разность давлений, действующая на шток и способствующая перемещению вытеснителя. В крайних положениях вытеснителя газораспределительное устройство соединяет рабочие полости с дополнительной и давление во всех объемах машины выравнивается. Происходит процесс дополнительного поджатия. Вывод вытеснителя из крайних положений осуществляется при помощи возвратной пружины или нескольких концевых пружинных элементов, например, пневматического типа, срабатывающих при его подходе к крайним положениям. Таким образом, в исследуемом компрессоре процессы повышения давления, всасывания и нагнетания осуществляются за счет периодического нагрева и охлаждения части газа при его переталкивании вытеснителем из горячей полости в холодную и обратно. Для организации циклического изменения объемов отдельных полостей используется часть эксергии, подводимой к горячей полости, а оставшаяся часть используется для сжатия газа. То есть для своей работы компрессор потребляет только тепловую энергию.

Уравнение для максимальной степени повышения давления термокомпрессора с дополнительным поджатием, полученное при допущении идеальной работы теплообменных аппаратов, постоянстве температур в рабочих полостях и отсутствии теплообмена между газом и стенками, отсутствии гидравлических сопротивлений, механического трения, потерь тепла, утечек и перетечек рабочего газа, имеет вид

$$\sigma_{max} = \left[\frac{\beta + (1-\mu)\tau}{\beta + 1}\right]^2 \cdot \frac{\beta' + 1}{\beta' + \tau}, \qquad (I)$$

где $\tau = T_г / T_х$ – отношение температур горячего и холодного источников; $\mu = (d_{шт}/D_{вт})^2$ – относительное сечение штока; β – приведенный мертвый объем рабочих полостей; $\beta' = \beta + V_э^\circ / V_0$ – полный приведенный мертвый объем; $V_э^\circ$ – минимальный объем дополнительной полости; V_0 – объем, описываемый горячим торцем вытеснителя.

Если сечение штока относительно невелико ($\mu \approx 0$) и мертвые объемы отсутствуют ($\beta = 0$), а полость под штоком имеет достаточно большой объем ($\beta' \to \infty$), то для термокомпрессора с дополнительным поджатием $\sigma_{max} \approx \tau^2$, тогда как для известной термомеханической компрессорной установки, при аналогичных допущениях, $\sigma_{max} \approx \tau$.

Обзор литературных данных по исследованию действительных циклов показал, что среди существующих методик анализа машин с внутренней регенерацией тепла наиболее рациональным является метод дифференцированного определения потерь, разработанный д.т.н., проф. А.Д.Сусловым. В данной работе этот метод нашел дальнейшее развитие применительно к свободнопоршневому узлу сжатия с переменной массой рабочего тела и новым процессом дополнительного поджатия.

На основании проведенного анализа были поставлены следующие задачи исследования:

- математическое описание рабочего процесса компрессора, его анализ и оценка влияния отдельных параметров на работу машины;
- разработка математической модели действительного цикла и определение взаимосвязи основных конструктивных и термодинамических параметров и размерных соотношений;
- разработка и экспериментальное исследование опытных образцов, поиск конструктивных решений, улучшающих характеристики машины;
- экспериментальная проверка достоверности предложенной математической модели, получение рекомендаций по проектированию подобных машин.

Во второй главе приводится термодинамический анализ индикаторных характеристик и действительного цикла термокомпрессо-

ра с дополнительным поджатием.

Структурно исследуемый узел сжатия может быть представлен в виде замкнутого постоянного объема, разделенного вытеснителем на три полости – горячую, холодную и дополнительную. Закон перемещения свободно движущегося вытеснителя является сложной функцией действующих на него сил. Уравнение баланса сил, приложенных к вытеснителю, имеет вид

$$F_д + F_к - F_г - F_{пр} - F_{ин} - F_т - F_{тр} = 0 , \qquad (2)$$

где $F_д, F_к, F_г$ – силы, действующие на вытеснитель со стороны дополнительной, холодной и горячей полостей; $F_{пр}$ – сила действия возвратной пружины; $F_{ин}, F_т$ – сила инерции и сила тяжести соответственно; $F_{тр}$ – сила трения в подвижных уплотнениях. Поскольку принципиальная схема компрессора определяет отсутствие радиальных нагрузок на вытеснитель, то силой трения можно пренебречь в виду ее малости.

Решение уравнения (2) конечно-разностным методом дает следующее выражение для связи перемещения вытеснителя с временем его движения и мгновенными параметрами цикла

$$\Delta t^{i+1} = \frac{m_{вт}(x^{i-1}-x^i) + \sqrt{[m_{вт}(x^i-x^{i-1})]^2 + 4[P_к^i(1-\mu)S + P_д^i \mu S - P_г^i S - cx^i - m_{вт} g](\Delta t^i)^2 (x^{i+1}-x^i)\cdot m_{вт}}}{2\Delta t^i [P_к^i(1-\mu)S + P_д^i \mu S - P_г^i S - cx^i - m_{вт} g]} , \qquad (3)$$

где $x^i, \Delta t^i$ – текущая координата и время перемещения вытеснителя; i – номер шага по времени; $P_д^i, P_к^i, P_г^i$ – давления в соответствующих полостях машины; S и $m_{вт}$ – площадь поперечного сечения и масса вытеснителя; c – жесткость пружины.

В последнем уравнении для обеспечения постоянной точности расчетов в качестве независимой переменной принят шаг по перемещению вытеснителя.

Между изменяющимися объемами полостей машины существует взаимосвязь

$$\left.\begin{aligned} V_г^{i+1} &= (x^{max} - x^{i+1})\cdot S + V_г^м \\ V_к^{i+1} &= (1-\mu)\cdot x^{i+1}\cdot S + V_к^м \\ V_д^{i+1} &= \mu x^{i+1}\cdot S + V_д^\circ \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Для определения гидравлического сопротивления газовых коммуникаций использовано уравнение

$$\Delta P = \sum_{j=1}^{n}\left(\zeta_{вх_j} + \lambda^{r}_{i,j}\frac{l_j}{d_{r_j}} + \zeta_{вых_j}\right)\frac{G_{i,j}\,|G_{i,j}|}{2F_j\rho_j}, \qquad (5)$$

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

Тогда мгновенные значения давлений в рабочих полостях могут быть определены по зависимостям:

$$P_к^{i+1} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{n}\frac{V_{i,j}}{T_{i,j}}}\left[M_\Sigma R + \Delta P\sum_{j=1}^{n}\frac{V_{i,j}}{T_{i,j}}\right]; \qquad (6)$$

$$P_r^{i+1} = P_к^{i+1} + \Delta P. \qquad (7)$$

Мгновенные температуры в полостях компрессора определяются на основе дифференциального уравнения, полученного на основании первого закона термодинамики для тел переменной массы:

$$dT = \mathcal{Z}\frac{T_{вх}-T}{M}dM + \frac{\kappa-1}{\kappa}\cdot\frac{T}{P}dP. \qquad (8)$$

В последнем выражении периодическая функция $\mathcal{Z}$ имеет следующие значения: $\mathcal{Z} = 1$ при $dM > 0$, то есть при поступлении газа в полость; $\mathcal{Z} = 0$ при $dM < 0$, то есть при вытекании газа.

Утечки и перетечки газа между рабочими полостями и дополнительной полостью компрессора по щелевому уплотнению штока и вытеснителя определяются по известному уравнению

$$\Delta M_{i,j} = \frac{\pi D_j \delta_j^3\left[P_{1i,j}^2 - P_{2i,j}^2\right]}{24\eta_{i,j}RT_{i,j}l_j}\Delta t_i. \qquad (9)$$

В процессе дополнительного поджатия количество газа, прошедшего через газораспределительное устройство, определяется как

$$\Delta m_{ni} = \frac{a_i\sqrt{2\left[\kappa/(\kappa-1)\right]P_i v_i\left[1-\beta_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}}{v_i\left(1-\beta_i\right)^{\frac{1}{\kappa}}}, \qquad (10)$$

где $\beta_i = P_{2i}/P_{1i}$ – на докритических режимах, и $\beta_i = 0{,}49$

на закритических режимах истечения.

На заключительной стадии расчета методом численного интегрирования определяется количество тепла, подводимого к горячей полости и отводимого от холодной, а также продолжительность цикла

$$Q_{г.р} = \frac{1}{t_ц}\oint P_г dV_г \approx \frac{\sum_{i=1}^{2m} P_г^{i+1}(V_г^{i+1} - V_г^i)}{t_ц}; \qquad (II)$$

$$Q_{к.р} = -\frac{1}{t_ц}\oint P_к dV_к \approx -\frac{\sum_{i=1}^{2m} P_к^{i+1}(V_к^{i+1} - V_к^i)}{t_ц}; \qquad (I2)$$

$$t_ц = \sum_{i=1}^{2m} \Delta t^{i+1}. \qquad (I3)$$

где $t_ц$ - время цикла.

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

$$\eta = \frac{\tau M R T_0 \ln\sigma}{(\tau-1) Q_г}. \qquad (I4)$$

Анализ рабочего процесса термокомпрессора проводился по результатам решения системы уравнений численным методом при помощи ЭЦВМ. Проведенные расчеты позволили выявить влияние отдельных конструктивных и термодинамических параметров на индикаторные характеристики узла сжатия. Как оказалось, наиболее сильное влияние на работу машины оказывают: геометрические размеры регенератора; величина относительного сечения штока; величина зазора в подвижном уплотнении штока; относительные размеры дополнительной полости под штоком; площадь проходного сечения перепускных каналов. и другие.

Расчеты показали, что влияние геометрических размеров регенератора на характеристики свободнопоршневого компрессора имеет ярко выраженный характер. При этом установлено, что оптимальные размеры регенератора взаимосвязаны с такими параметрами машины, как среднее давление цикла, температура горячей полости, относительные размеры штока и дополнительной полости и другие. То есть поиск оптимальных размеров регенератора нужно проводить при рассмотрении всего компрессора и с учетом конкретных условий, на которые он разрабатывается.

Проведенный анализ показал, что увеличение температуры горячей полости приводит к росту частоты циклов, относительной массовой производительности, степени сжатия и эксергетического к.п.д. Это делает необходимым применение для узлов горячей зоны материалов с улучшенными конструкционными свойствами.

Величина зазора в щелевом уплотнении штока, как следует из проведенного анализа, может находиться в пределах $\delta_{шт}$ = 10...18 мкм., без особого ущерба для эффективности установки.

В основу анализа действительного цикла положена методика исследования машин со встроенными теплообменными аппаратами, в основу которой положен метод дискретного анализа величин. Суть метода заключается в определении энергии, подводимой к газу в каждой из полостей с переменным объемом, и последующем расчете потерь из-за несовершенства работы отдельных агрегатов. Применительно к исследуемому узлу сжатия количество тепла, необходимое для осуществления действительного цикла

$$Q_r = Q_{r.p} + \sum \Delta Q ,$$

где $Q_{r.p}$ – располагаемое (индикаторное) значение теплового потока от горячего источника; ΔQ – потери теплоты.

Основными потерями теплоты являются потери от несовершенства теплообмена в регенераторе, от теплопереноса вытеснителем, от тепловых потоков по элементам конструкции и через теплоизоляцию.

Потери от несовершенства теплообмена в регенераторе определялись путем замены реального регенератора эквивалентным. При этом сравнительно простым способом удается учитывать изменение теплофизических свойств материала насадки и рабочего тела по длине регенератора, а также непостоянство расхода рабочего тела по длине аппарата и во времени.

Потери, вызванные переносом тепла вытеснителем, определялись по методике, разработанной в МВТУ им. Н.Э.Баумана при допущении постоянства температуры стенок и гармоническом законе перемещения вытеснителя

$$\Delta Q_{вт} = \Delta Q^{\lambda}_{вт} + \Delta Q^{и}_{вт} .$$

где $\Delta Q^{\lambda}_{вт}$ - потери, обусловленные теплопроводностью газа в зазоре вытеснитель - цилиндр; $\Delta Q^{и}_{вт}$ - потери от излучения поверхностей.

Остальные виды тепловых потерь определялись по общепринятым методикам.

Анализ действительного цикла позволил установить область рационального изменения некоторых конструктивных параметров. Расчет проводился в области: τ = I,3...6,2; $P_{ср}$ = 0,8...4,0 МПа; различной массе насадки регенератора и его геометрических размерах.

Как показывают расчеты, максимальный эксергетический к.п.д. достигается для всей области изменения перечисленных параметров, когда величина относительного сечения штока находится в пределах μ = 0,I0...0,I8. Меньшие значения μ соответствуют более высоким значениям τ и $P_{ср}$.

Относительные размеры дополнительной полости под штоком ($\alpha_д = V_д^{\circ} / V_{\circ}$) должны выбираться, исходя из условия: $\alpha_д \geq$ 4,0...5,0.

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию термокомпрессора. В ней определены основные этапы экспериментального исследования, рассмотрены пути конструктивного совершенствования машины, приведено описание созданных лабораторных образцов, экспериментального стенда и характеристик контрольно-измерительных приборов. Изложена методика проведения экспериментов и обработки полученных данных, приведена оценка погрешностей измерений.

Одна из основных задач экспериментального исследования заключалась в создании работоспособного, отвечающего требованиям эксперимента, образца термокомпрессора. Созданию экспериментальной модели предшествовал анализ возможных схем узла сжатия. В связи с отсутствием опыта эксплуатации и конструирования теплоиспользующих свободнопоршневых узлов сжатия проверка некоторых новых конструктивных решений и доводка отдельных узлов компрессора производилась на специально созданных лабораторных образцах. В проведенных на них предварительных экспериментах были отработаны: про-

стая и надежная система газораспределения с повышенным ресурсом работы; конструкция встроенного электрического нагревателя - иммитатора теплового источника; значительно упрощена технология изготовления машины. В результате был создан образец, обладающий следующими параметрами:

Диаметр вытеснителя, мм 80
Ход вытеснителя, мм 30
Температура холодильника, К 293
Температура нагревателя, К . . . . . .453...873
Тепловая нагрузка нагревателя, Вт . . . . . .0...648
Среднее давление цикла, МПа . . . . . .0,8...2,5
Число циклов в минуту . . . . . .0...750
Степень повышения давления. . . . . .I...2,I
Производительность, кг/час. . . . . 0...25,2

Следующим этапом исследования явилась проверка адекватности созданной математической модели компрессора, оценка влияния различных конструктивных и термодинамических параметров машины на ее работу. Для выполнения этих задач был разработан и создан экспериментальный стенд, позволяющий производить необходимые измерения. Стенд включал в себя экспериментальный образец и контрольно-измерительные приборы для контроля и регистрации давлений и температур, потребляемой электрической мощности, расходных характеристик узла сжатия, расхода охлаждающей воды и частоты циклов. Для регистрации быстроменяющегося давления использовались тензометрические датчики, для определения расходных характеристик - электронно-механический расходомер, разработанный на кафедре "Криогенная техника" ОмПИ.

Четвертая глава посвящена анализу результатов экспериментального исследования свободнопоршневого термокомпрессора с дополнительным поджатием, рассматриваются возможные области его применения.

В результате проведенного индицирования и сравнения экспериментальных данных с расчетными установлено, что наблюдаемые отклонения кривых давления не превышают 8%. Эти отклонения объясняются отчасти упрощениями, приня - тыми при расчете перетечек газа через подвижные уплотне - ния штока и вытеснителя, отчасти пренебрежением теплооб-

меном газа со стенками цилиндра и, главным образом, неточностью рекомендуемых значений коэффициентов гидравлического сопротивления.

Эксперименты показали, что относительная массовая производительность свободнопоршневого узла сжатия так же, как и термомеханической компрессорной установки, практически линейно зависит от степени повышения давления. Максимальное значение степени повышения давления, достигнутое в эксперименте и имеющее место при нулевой производительности, составило $\sigma_{max} = 2,1$ при относительном объеме газовых полостей теплообменных аппаратов $\beta = 1,7$ и $\tau = 2,8$, частота циклов при этом составила 750 циклов в минуту. Завышенное значение параметра β в исследуемом образце объясняется применением, ради удобства эксперимента, газораспределительного устройства с участками "мертвого" хода вытеснителя, на которых происходит открытие перепускного канала.

Увеличение в экспериментах среднего давления цикла во всех случаях сопровождалось улучшением основных характеристик компрессора. Поэтому выбор $p_{ср}$ необходимо проводить исходя из условий работы узла расширения и прочностных характеристик применяемых материалов.

Экспериментальные исследования подтвердили результаты расчетов о влиянии температуры горячей зоны на характеристики машины. При этом во всей области экспериментального изменения параметра τ расхождения расчетных величин давлений с их действительными значениями не превышало 8 %, а для значений эксергетического к.п.д. - 19 %. Особенности конструкции встроенного нагревателя ограничили верхний предел изменения $T_г$ температурой 873 К, поэтому оптимальное значение τ в эксперименте достигнуто не было. Для данной конструкции оптимум по τ находится, как показывают расчеты, в районе $\tau = 5,0...5,6$.

Несмотря на то, что применяемый в свободнопоршневом термокомпрессоре процесс дополнительного поджатия снижает термодинамическую эффективность цикла, в экспериментах получены относительно высокие значения эксергетического коэффициента полезного действия, находящиеся на уровне лучших теплоиспользующих компрессоров с механическим приводом

вытеснителя (η_{max} = 0,296). Это обстоятельство объясняется отсутствием у рассматриваемого компрессора промежуточных форм преобразования энергии, малыми потерями на трение и, прежде всего, снижением величины относительных потерь. Введение в цикл процесса дополнительного поджатия позволяет использовать разработанный узел сжатия в области давлений, недосягаемой для известных термомеханических компрессоров.

Экспериментальные исследования подтвердили правильность математической модели и полученных рекомендаций, а также возможность её использования при создании подобных машин.

ВЫВОДЫ

I. Установлено, что предложенный Омским политехническим институтом термокомпрессор, работающий без затрат механической энергии, может служить эффективным узлом сжатия криогенных газовых машин, поскольку развивает более высокие отношения давлений по сравнению с известными машинами подобного типа.

2. Разработан и исследован узел сжатия, в котором реализован процесс дополнительного поджатия газа. Сформулированы условия, позволившие исключить механический привод вытеснителя и создать машину со свободным перемещением её элементов. Отсутствие радиальных усилий в механизме движения существенно упрощает условия работы пар трения и создает предпосылки для достижения длительного моторесурса.

3. Разработана математическая модель, проведено исследование влияния конструктивных и термодинамических параметров на характеристики разработанной машины, выявлена область её рационального использования. С целью повышения точности расчетов свободнопоршневых машин и сокращения объема вычислительных работ предложено в качестве независимой переменной выбирать шаг по перемещению вытеснителя.

4. Изготовлено и испытано 5 лабораторных образцов узла сжатия. Расхождение экспериментальных индикаторных

параметров с их вычисленными значениями не превышало 10 %, что подтверждает адекватность математической модели и возможность её использования для расчета и оптимизации параметров свободнопоршневого теплоиспользующего компрессора с дополнительным поджатием.

5. Получены рекомендации по проектированию отдельных узлов и всей машины в целом. Выявлена рациональная область изменения основных размерных соотношений узла сжатия во всем возможном диапазоне внешних параметров (μ = 0,10... ...0,18; $Q_2 \geq$ 4,0...5,0).

6. Предложены схемы свободнопоршневых теплоиспользующих криогенных газовых машин, содержащих разработанный узел сжатия.

Основные результаты исследования опубликованы в следующих работах:

1. Гороховский Г.А., Бреусов А.К., Мелехин Ю.П. Свободнопоршневой теплоиспользующий компрессор. – Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению г. Одесса, октябрь 1982 г. – М.: 1982, 56 с.

2. Гороховский Г.А., Лозовой А.И., Бахнев В.Г., Мелехин Ю.П. Свободнопоршневой термокомпрессор. – Криогенные машины. – Новосибирск, 1978, вып. 2, с. 23 – 41.

3. Мелехин Ю.П. Определение эффективности термокомпрессора в свободнопоршневой криогенной системе. – Криогенные машины. – Омск, 1980, с. 68 – 72.

4. А.с. 974062 (СССР). Компрессор / Ю.П.Мелехин, А.К. Бреусов. – Опубл. в Б.И., 1982, № 42.

5. А.с. 1030628 (СССР). Компрессор / Ю.П.Мелехин, Г.А. Гороховский, А.К.Бреусов, Д.П.Мелехин. – Опубл. в Б.И., 1983, № 27.

6. А.с. 1030627 (СССР). Компрессор / Ю.П.Мелехин, А.К. Бреусов, Д.П.Мелехин. – Опубл. в Б.И., 1983, № 27.

7. А.с. 922451 (СССР). Компрессор / А.К.Бреусов, Ю.П. Мелехин. – Опубл. в Б.И., 1982, № 15.

8. А.с. 879194 (СССР). Компрессор / А.К.Бреусов, Ю.П. Мелехин. – Опубл. в Б.И., 1981, № 41.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

9. А.с. 1019187 (СССР). Компрессор / Г.А.Гороховский, Ю.П.Мелехин. - Опубл. в Б.И., 1983, № 19.

10. А.с. 775544 (СССР). Компрессор / Г.А.Гороховский , Ю.П.Мелехин, А.Ф.Дудов. - Опубл. в Б.И., 1980, № 40.

Заказ 657 Л82963 от30.03.84 Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.

Типография МВТУ.