

М 324300
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

АБАКУМОВ Леонид Григорьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА
ДРОССЕЛЬНОЙ МИКРОКРИОГЕННОЙ
СИСТЕМЫ

(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

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

АБАКУМОВ Леонид Григорьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА
ДРОССЕЛЬНОЙ МИКРОКРИОГЕННОЙ
СИСТЕМЫ

(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 г.



М324300

Работа выполнена в научно-производственном объединении
"Микрокриогенмаш" и МВТУ им. Н.Э.Баумана

Научные руководители:

доктор технических наук, профессор СУСЛОВ А.Д.,
кандидат технических наук, с.н.с. ГРЕЗИН А.К.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Лубенец В.Д.,
кандидат технических наук, доцент Дьячков М.И.

Ведущее предприятие - указано в решении Ученого Совета.

Защита диссертации состоится "15 мая" 1978 г.
на заседании специализированного совета "Криогенные, холодиль-
ные, гидравлические и вакуумные машины и аппараты" при Мос-
ковском ордена Ленина и ордена Трудового Красного знамени
высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью,
просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Баумана.

Автореферат разослан "4 апреля" 1978 г.

Ученый секретарь специализированного совета
кандидат технических наук

В.Н.КОЗЛОВ

Подп. к печати 22.03.1978 г. Объем 1 п.л. Тип.МВТУ Зак.378
Тир. 100. Л71545

Актуальность проблемы. Замкнутые дроссельные микрокриогенные системы (ДМКС) имеют широкое применение для криостатирования микроэлементов радиоэлектронной аппаратуры на температурном уровне 80 К, благодаря простоте эксплуатации и удобству связи низкотемпературной части с охлаждаемым устройством. Специфика требований к микрокриогенным системам определяет в качестве проблем при их создании достижение максимальной экономичности и минимальных весовых характеристик при конкретных требованиях к длительности ресурса и надежности.

Наибольшую часть суммарных потерь действительного цикла ДМКС составляют потери в компрессоре, достигающие 90% от общего энергопотребления; вес компрессора составляет до 80% от веса ДМКС. Однако пути улучшения характеристик ДМКС за счет совершенствования работы и конструкции компрессора не исследованы.

Цель работы. Исследование ДМКС, выявление направлений повышения экономичности и снижения веса за счет совершенствования конструкций и режимов работы компрессора в составе ДМКС, разработка простых и достаточно эффективных методов оптимизации конструкции компрессора и режимов его работы в пусковом и установившемся периодах ДМКС, реализация методов в диапазоне возможных параметров ДМКС и их экспериментальная проверка.

Методы исследований. В основу расчетно-теоретического метода положены разработанная модель ДМКС с многоступенчатым компрессором и полученная для модели система уравнений энергетического баланса. Решение систем уравнений при оптимизации конструкции и режимов работы компрессора в диапазоне возможных внешних параметров ДМКС выполнено численным методом с использованием ЭЦБМ "Наири-2". Результаты исследований представлены в виде таблиц, графиков и номограмм, удобных для практического использования.

Методика экспериментальных исследований предусматривает возможность определения в широком диапазоне независимых переменных: объемных и энергетических показателей процессов различных ступеней микрокомпрессора; всех составляющих потерь в действительном цикле микрокомпрессора, включая потери на трение в поршневых уплотнениях; определение параметров и характеристик микрокомпрессора для любого момента времени при работе в составе ДМКС.

Научная новизна. Разработана математическая модель замкнутой ДМКС, в которой сочетаются два экономичных и независимых друг от друга режима работы: расчетный в установившемся периоде и форси-

рованный, обеспечивающий короткий пусковой период; и в которой потери в действительном цикле компрессора при различных режимах связаны с параметрами ДМКС в целом, в результате чего модель позволяет оптимизировать ДМКС за счет оптимизации конструкции и режимов работы компрессора. Впервые выявлены и объяснены специфичные для микрокомпрессоров ДМКС закономерности, такие как: влияние потерь в действительном цикле компрессора и масштабного фактора на экономичность ДМКС и оптимальные значения числа ступеней и межступенчатых давлений микрокомпрессоров, давлений нагнетания в цикле ДМКС, параметров компрессора в форсированном режиме; зависимости объемных и энергетических показателей процессов в различных ступенях микрокомпрессора от отношения давлений; влияние конструктивной схемы компрессора на его экономичность и длительность работы. Показано, что существующие рекомендации нельзя распространять на машины малых размеров.

Практическая ценность. Обосновано, что наибольшие преимущества в ДМКС имеют поршневые компрессоры без смазки цилиндров, для которых в диапазоне возможных параметров ДМКС получены расчетные зависимости для определения производительности, давления нагнетания, числа ступеней, межступенчатых давлений, геометрических размеров и взаимного расположения ступеней, параметров в форсированном режиме. Экспериментально получены значения объемных и энергетических показателей процессов в различных ступенях для широкого диапазона отношений давлений. Полученные данные позволяют при разработке компрессора обеспечить наибольшую экономичность ДМКС.

Разработана схема ДМКС с форсированным пуском для реализации экономичных режимов работы компрессора. Разработаны и экспериментально отработаны конструкции компрессора и ДМКС с форсированным пуском, энергетические и весовые характеристики которых в зависимости от требований к длительности пускового периода более чем в 1,5-2 раза превышают характеристики серийных изделий.

Результаты исследования внедрены при разработке опытных образцов микрокомпрессоров и ДМКС, разработанные в диссертации конструкции подготовлены к серийному производству.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на II, IV и V Всесоюзных научно-технических конференциях по компрессоростроению в 1968, 1974 и 1978 г., на Всесоюзном научно-техническом совещании "Перспективы развития и применения микрокриогенной техники" в 1977 г. Содержание диссертации докла-

дывалось в 1975 г. и 1977 г. на семинаре и заседании кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 4 статьи, 4 публикации тезисов докладов, получено 2 авторских свидетельства.

Объем работ. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и библиографического списка, изложена на 140 страницах машинописного текста, включает 46 таблиц и 83 рисунка. Библиография содержит 83 наименования работ.

В первой главе проведен анализ потерь в цикле ДЖКС с использованием газообразного азота, который показал, что основными путями повышения экономичности ДЖКС могут быть: снижение необратимых потерь непосредственно в компрессоре, совершенствование режимов работы компрессора в составе системы.

Первый путь является традиционным при создании компрессоров, однако его реализация в конкретных случаях требует проведения специальных исследований с учетом предъявляемых к компрессору требований и особенностей конструкции. Спецификой требований к компрессорам ДЖКС являются: сочетание весьма малой производительности (до $0,2 \text{ м}^3/\text{ч}$) с высоким давлением нагнетания (25 МПа), высокая чистота газа после компрессора, работоспособность в диапазоне температур окружающей среды T_0 от 213 К до 333 К. Указанные особенности ограничивают применение опыта, накопленного в стационарных компрессорах универсального применения, и требуют оригинальных конструктивных решений. Из возможных конструктивных схем микрокомпрессоров мембранные обладают большим весом и низким к.п.д., возможности улучшения их характеристик исчерпаны; поршневые смазываемые требуют разработки специальной системы очистки газа для работы в широком диапазоне температур при различных пространственных положениях, что ограничивает область их применения для ДЖКС; более перспективной является схема поршневого компрессора без смазки цилиндров с сильфонным разделением газовой полости от смазываемого механизма привода поршней. В процессе десятилетнего опыта экспериментальной отработки последней схемы получены конструкции основных элементов, обеспечивающие требования к компрессорам. В главе дано подробное описание конструкций и применяемых материалов, из них наиболее рациональными являются: для уплотнения поршней - тонкостенные манжеты с лепестковым экспандером; самоустанавливающиеся клапаны со стальной сферической тарелкой; для разделителя - сварной стальной сильфон с гофрированными пластинами. Особенности требований к компрессорам ограничивают возмож-

ность снижения потерь за счет оптимизации геометрических соотношений в конструкции, так: число оборотов n и ход поршня S — ограничены узким диапазоном значений и наиболее рациональными являются $n = 1400$ об/мин и $S = 10$ мм; при диаметре ступени менее 10 мм уплотнения не работоспособны в диапазоне температур от 213 К до 333 К. Основным направлением улучшения характеристик является оптимизация конструкции по числу ступеней и межступенчатым давлениям, методы оптимизации с учетом специфики микрокомпрессоров не прорабатывались.

Необходимость проведения исследований по второму пути впервые показана в работах Суслова А.Д. при анализе особенностей ДМКС, обусловленных определением параметров компрессора по требуемой холодопроизводительности пускового периода для обеспечения его малой длительности и в связи с этим избытком холодопроизводительности в установившемся периоде. Направления работ по совершенствованию режимов работы компрессора и методы их реализации не исследованы.

Исходя из изложенного задачами исследований явились:

1. Разработка метода и оптимизация конструкции поршневого компрессора без смазки цилиндров по числу ступеней и межступенчатым давлениям.
2. Оптимизация режимов работы компрессора в составе ДМКС.
3. Разработка поршневого компрессора без смазки цилиндров с использованием результатов оптимизации и их экспериментальная проверка.

Во второй главе проведено расчетно-теоретическое исследование работы поршневого компрессора без смазки для ДМКС.

Анализ работы существующих ДМКС показал, что работа компрессора неэкономична и в пусковом и в установившемся периоде: в пусковом периоде располагаемая холодопроизводительность компрессора Q_T пуск. и к.п.д. компрессора имеют минимальные значения в связи с малым расходом через теплообменник V_T и снижением давления всасывания P_B ; в установившемся периоде, составляющем до 98% от ресурса, холодопроизводительность Q_T уст. в несколько раз превышает требуемую $Q_{T.т.н.}$ и мощность компрессора завышена, кроме того, компрессор работает не в расчетном режиме, поскольку его производительность V_K и давление нагнетания P_K приняты по Q_T пуск. (давление P_B выбирается по требуемой температуре криостатирования T_K). Параметры компрессора V_K , P_K , P_B и расход микротеплообменника V_T

взаимозависимы, поэтому режимы работы компрессора самоустанавливаются и их совершенствование не предоставляется возможным.

На основании анализа разработана модель ДМКС, в которой устранение отмеченных недостатков достигнуто применением двух независимых друг от друга режимов, различных по создаваемой компрессором холодопроизводительности: расчетный режим в установившемся периоде, при котором компрессор обеспечивает холодопроизводительность $Q_{туст} = Q_{тmin}$ и по параметрам которого производят оптимизацию конструкции; форсированный режим в пусковом периоде, при котором холодопроизводительность $Q_{т.пуск.}$ компрессора обеспечивает заданную длительность пускового периода.

Взаимосвязь параметров компрессора в расчетном режиме с потребной холодопроизводительностью ДМКС определяется уравнением теплового баланса, которое сводится к функциональной зависимости $V_k = f(P_k)$ при: постоянных значениях T_0 ; T_k ; потребной холодопроизводительности $Q_{дл}$; допущении о постоянстве величины недорекуперации на теплом конце микротеплообменника ΔT_{kmin} при постоянных размерах его теплообменной поверхности и при отсутствии избыточной холодопроизводительности. Для ДМКС возможный диапазон значений $Q_{дл}$ и ΔT_{kmin} находится в пределах от 0,5 Вт до 5,0 Вт и от 5° до 10° . Таким образом для модели направлениями оптимизации режимов работы компрессора являются: в расчетном режиме – определение P_k , обеспечивающего максимум к.п.д. ДМКС; в форсированном режиме – выбор наиболее экономичного метода форсирования.

Уравнение энергетического баланса компрессора модели ДМКС включает изотермическую мощность $N_{из}$, индикаторные потери $\Delta N_{инд}$, потери на трение в поршневых уплотнениях $\Delta N_{тр}$:

$$N_{сум} = N_{из} + \Delta N_{инд} + \Delta N_{тр} \quad (I)$$

В интервале возможных изменений $N_{сум}$ при оптимизации компрессора изменения других потерь (потерь на трение в механизме привода поршней, потерь в электродвигателе и расхода мощности на охлаждение) незначительны, в связи с чем эти потери приняты постоянными.

Условием оптимизации модели является получение минимума энергопотребления $N_{сум}$ при заданных параметрах ДМКС. Критериями оценки являются: при оптимизации конструкции – к.п.д. компрессора:

$$\eta_{ст.к} = N_{из} / N_{сум} \quad ; \quad (2)$$

при определении оптимальных P_k – к.п.д. ДМКС:

$$\mathcal{E}_{дст} = \frac{T_0 - T_x}{T_x} \cdot \frac{\Delta i_r \cdot \gamma}{\rho_g \cdot \ell_L \rho_H / \rho_g} \cdot \left(1 - \frac{\rho_r \cdot \Delta T_{н. тил}}{\Delta i_r}\right) \cdot \mathcal{E}_{стк}; \quad (3)$$

где: Δi_r , γ , ρ_r — соответственно изотермический эффект дросселирования, удельный вес и теплоемкость криоагента.

Особенностью при разработке метода оптимизации рассмотренной модели ДМКС явилась необходимость учета потерь на трение в поршневых уплотнениях, которые являются функцией параметров рабочих процессов ступеней и составляют до 50% от суммарных потерь.

Для определения потерь работы на трение в манжетных уплотнениях получены аналитические выражения, учитывающие особенность их работы по сравнению с поршневыми разрезными кольцами. Потери на трение за цикл в одной ступени равны:

$$\Delta L_{тр} = S \mu f \left\{ (P_{дпр} - 1) \cdot P_{инт.ч} - 2(1 - \alpha_{пр}) \cdot [(q - 1) \cdot P_{инт.ч} - \frac{P_{инт.ч} - P_{инт.к}}{q} \times \right. \\ \left. \times ((q - 1) + [q - 2] + \dots + [q - (q - 1)])] - P_{инт.к} + 2q \alpha \cdot P_{у.тр} \right\} \quad (4)$$

где S — ход поршня; μ — коэффициент трения; f — площадь поверхности трения; $\alpha_{пр}$ — отношение площадей поверхности трения и поверхности, воспринимающей давление газа; q — число манжет в уплотнении; α — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения силы экспандера по высоте манжеты; $P_{у.тр}$ — удельное давление в зоне трения от упругой силы экспандера; $P_{инт.ч}$, $P_{инт.к}$ — среднеинтегральные давления на уплотнения за цикл соответственно со стороны рабочей полости ступени, со стороны противодавления.

Зависимости $P_{инт.ч}$, $P_{инт.к}$ от параметров рабочих процессов в (4) выражены аналитическими функциями.

Для определения оптимального отношения давлений в ступенях $\mathcal{E}_i$ получена формула, выражающая влияние величины отдельных составляющих потерь в действительных циклах всех ступеней на наиболее экономичное отношение давлений в каждой:

$$\frac{P_{кi}}{P_{gi}} = \frac{m-2}{m-1} \sum \frac{P_{пр.ч}}{P_{пр.к}} \sqrt{\frac{P_{ч}}{P_g}} \cdot \left(\frac{K_i}{K_1}\right)^{\frac{1}{n_{пр1}}} \cdot \left(\frac{K_i}{K_2}\right)^{\frac{1}{n_{пр2}}} \cdot \dots \cdot \left(\frac{K_i}{K_z}\right)^{\frac{1}{n_{прz}}} \quad (5),$$

где:

$$n_{прi} = \frac{P_{ci} - 1}{P_{ci}}, \quad K_i = \frac{T_{gi}(1 + \alpha_{mpi})}{T_0 \lambda_{ci} \lambda_{mi} \lambda_{byi}} \cdot \left(\frac{1 + \beta_{mi}}{1 - \beta_{gi}}\right)^{\frac{P_{пр1}}{T_{gi}}}, \quad \Delta L_{mpi} = \frac{\Delta L_{mg.i}}{L_{mg.i}};$$

P_c — показатель политропы в процессе сжатия; T_g — температура газа перед всасывающим клапаном; λ_r , λ_{ap} , λ_{by} — объемные коэффициенты, соответственно температурный, протечек и внешних утечек; β_m , β_g — относительная потеря давления при нагнетании и всасывании; i — индекс ступени; L_{mg} — индикаторная работа.

Формула (5) получена решением системы дифференциальных урав-

нений, состоящей из частных производных первого порядка функции $L_{сум} = f(P_{н1}, P_{н2}, \dots, P_{нz})$ по межступенчатым давлениям, приравненных нулю.

На основе полученных выражений (1), (4), (5), а также известных аналитических зависимостей для определения индикаторной работы разработан алгоритм, выражающий замкнутую систему уравнений энергетического баланса ДМКС с многоступенчатым компрессором. Реализация алгоритма выполнена численным методом на ЭЦМ "Наири-2" в возможном для ДМКС диапазоне в независимых переменных при $T_0 = 333 \text{ K}$ и для различных схем расположения ступеней компрессора. Поскольку исследование поршневых микрокомпрессоров ДМКС выполняется впервые, необходимые экспериментальные данные по значению объемных и энергетических показателей процессов компрессора приняты по результатам экспериментальных исследований, выполненных в настоящей работе. При оптимизации для различных соотношений независимых переменных на печать ЭЦМ выдаются оптимальные значения необходимых при разработке компрессора величин, а именно: диаметров ступеней; межступенчатых давлений; индикаторных потерь и потерь на трение; потребляемой компрессором мощности; к.п.д.

Обработка результатов оптимизации позволила вскрыть ряд новых для микрокомпрессоров ДМКС закономерностей, специфичность которых обусловлена: большими относительными величинами всех составляющих потерь действительного цикла микрокомпрессоров и учетом потерь на трение.

Оптимальные значения межступенчатых давлений. Результаты представлены в таблицах для $z = 2; 3; 4$ и V_k от $0,2 \text{ нм}^3/\text{час}$ до $1,0 \text{ нм}^3/\text{час}$. Общей закономерностью является уменьшение отношения давления с увеличением порядкового номера ступени и увеличение отклонения отношений давлений в ступенях от равномерного с уменьшением V_k и увеличением общего отношения давлений ε . Повышение экономичности компрессора при оптимальном распределении межступенчатых давлений по сравнению с равномерным достигнуто до 9%, при этом получено снижение общих потерь на трение до 18% и в последних ступенях, определяющих длительность работы компрессора; до 45%.

Оптимальные значения чисел ступеней - z . Результаты оптимизации показаны на рис. 1. Линии O_{2-3} ; O_{3-4} ; O_{4-5} являются границами экономичного применения чисел ступеней в области V_k и ε ; линии O_2 ; O_3 ; O_4 соединяют точки абсолютного максимума к.п.д.

Значения давлений нагнетания, соответствующие точкам абсолютного максимума к.п.д. и границам экономичного числа ступеней до 10 раз превышают рекомендуемые для компрессоров общего промышленного применения. Для компрессоров ДМКС экономичным является: применение не более четырех ступеней; при $z = 4$ и $z = 3$ производительность V_k не более $0,5 \text{ нм}^3/\text{час}$ и $0,3 \text{ нм}^3/\text{час}$.

Оптимальные давления P_k в цикле ДМКС. Результаты оптимизации представлены графическими зависимостями к.п.д. ДМКС $\eta_{г.ст.}$ от P_k для $Q_{г.л.}$ от 0,5 ватт до 5 ватт; $z = 2, 3, 4$; $\Delta T_{н.т.н.}$ от 5° до 10° . С увеличением потерь от недорекуперации к.п.д. ДМКС уменьшается, однако в диапазоне $\Delta T_{н.т.н.} = 5 - 10^\circ$ оптимальные значения давлений P_k практически не зависят от величины $\Delta T_{н.т.н.}$. Без учёта конструктивных ограничений по минимальному диаметру ступени наиболее экономичным является применение четырёхступенчатых компрессоров с давлением 25 – 30 МПа. С учётом конструктивных ограничений при уменьшении $Q_{г.л.}$ преимущества смещаются в сторону меньшего числа ступеней и меньших значений P_k .

Влияние конструктивной схемы компрессора на его экономичность и длительность работы. Сравнение результатов оптимизации компрессоров с простыми и дифференциальными поршнями показало, что наибольшая экономичность и длительность работы (оценка произведена по величине удельного давления в зоне трения уплотнений) достигается при следующих схемах: для $z = 2$ и $z = 3$ – схема с простыми поршнями и подачей давления P_2 ступени между манжетами уплотнения; для $z = 4$ – схема с дифференциальными поршнями I – II и III – IV ступеней.

Влияние масштабного фактора на оптимизируемые параметры. Влияние масштабного фактора выявлено учетом потерь на трение. Масштабный эффект проявляется в результате увеличения относительной величины потерь на трение в суммарной работе компрессора при уменьшении геометрических размеров ступеней. Основными следствиями его влияния явились: уменьшение экономичности компрессора и ДМКС с уменьшением $Q_{г.л.}$; увеличение отклонения отношений давлений в ступенях от равномерно распределенного с уменьшением V_k ; смещение экономичных областей применения z и точек абсолютного максимума к.п.д. компрессора в сторону высоких давлений (рис. I). Кроме того, масштабный фактор имеет существенное влияние на выбор z и P_k в связи с имеющимся конструктивным ограничением по минимальному размеру поршня.

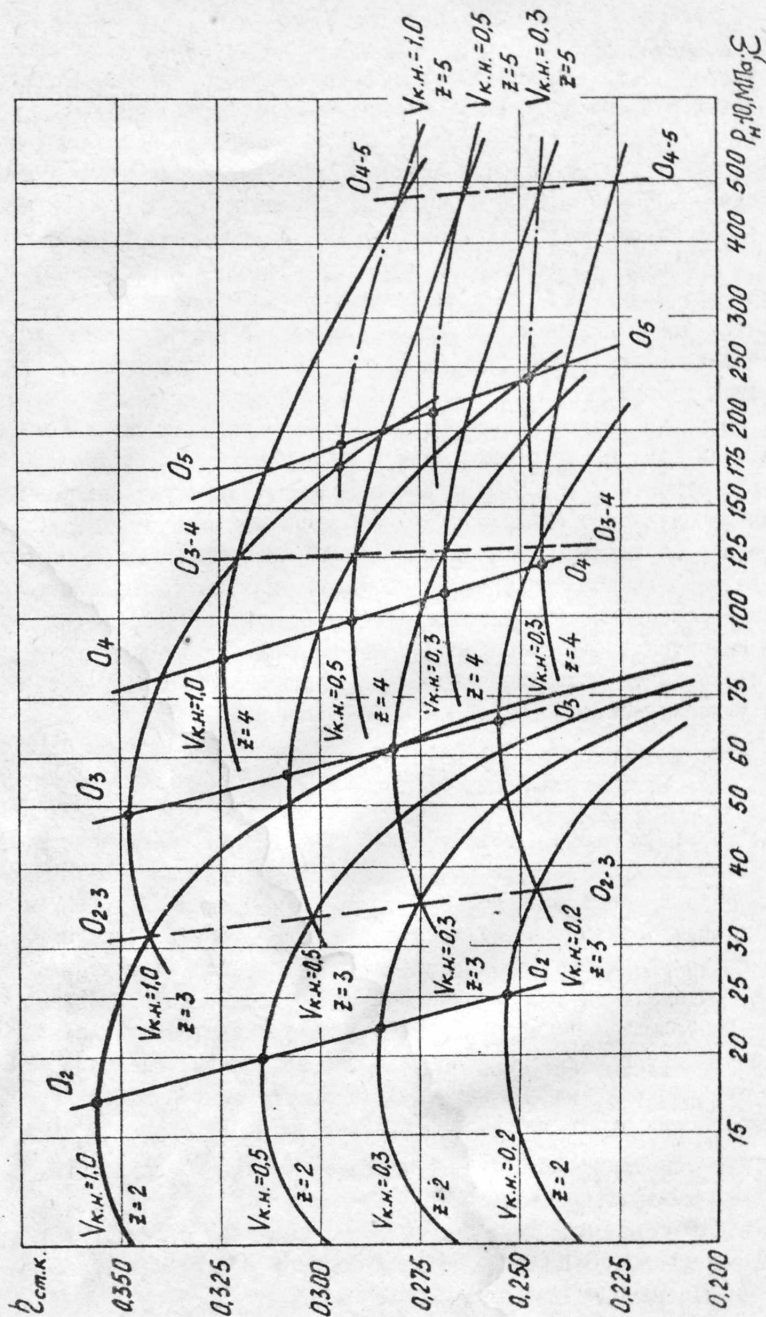


Рис. 1 Зависимость изотермического к.п.д. ступеней компрессора от общего отношения давлений

Экономичный метод форсирования. Наиболее простым методом повышения производительности и давления нагнетания до требуемых в форсированном режиме значений, соответственно V_{kf} и P_{kf} , появляется повышение давления на всасывании до значения P_{bf} . Данный метод является и наиболее экономичным, поскольку оптимальные P_n и ε превышают значения в точке абсолютного максимума к.п.д. компрессора, а повышение P_b снижает ε и приводит к повышению к.п.д. (рис.1). Для определения P_{bf} и V_{kf} при заданной $Q_{т.пуск}$ получены простые аналитические зависимости. Для обеспечения оптимального режима форсирования представлены зависимости P_{kf} от P_{bf} , V_k и Z , полученные обработкой данных рис.1.

Принцип построения схемы ДМКС с форсированным пуском при наличии двух независимых режимов с параметрами: V_k , P_n , P_b в расчетном и V_{kf} , P_{kf} , P_{bf} в форсированном режиме, разработан в результате анализа уравнений динамики процессов ДМКС. Принцип заключается в следующем: ДМКС при неработающем компрессоре заполняется криоагентом до давления P_{bf} , обеспечивающего при форсировании P_{bf} ; после окончания форсирования производится перепуск части криоагента в дополнительную емкость V_g до достижения расчетного значения P_b . Значения P_{af} и V_g определяем из условия постоянства массы криоагента в ДМКС:

$$P_{af} = \frac{P_{bf} \cdot V_b + P_{kf} \cdot V_n + \sum P_{pr} \cdot V_{pr}}{V_b + V_n + \sum V_{pr}} \quad (6); \quad V_g = \frac{P_{af} \cdot (V_b + V_n + \sum V_{pr}) - P_b \cdot V_b - P_n \cdot V_n - \sum P_{pr} \cdot V_{pr}}{P_g} \quad (7)$$

где: V_b ; V_n ; V_{pr} — объемы линий всасывания, нагнетания и прочих объемов (межступенчатые коммуникации, арматура и т.д.); P_g — давление в дополнительной емкости.

Таким образом, в результате расчетно-теоретического исследования получены все необходимые данные для оптимизации ДМКС за счет оптимизации конструкции и режимов работы компрессора.

В последнем параграфе даны рекомендации по практическому использованию полученных результатов при разработке компрессоров ДМКС и выполнена оптимизация конструкции и режимов работы компрессора применительно к серийной ДМКС.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям, задачами которых явились:

1. Определение экспериментальных значений объемных и энергетических показателей рабочих процессов в ступенях компрессора в зависимости от отношения давлений.

2. Отработка и создание конструкций экспериментального поршневого микрокомпрессора и ДМКС с форсированным пуском по результатам расчетно-теоретического исследования.

3. Определение величин отдельных составляющих потерь в действительном цикле компрессора и исследование созданных конструкций компрессора и ДМКС при различных режимах с целью: оценки полученных аналитических зависимостей и результатов расчетно-теоретического исследования; комплексной оценки полученного эффекта от выполненных в работе исследований.

Разработанный для экспериментальных исследований стенд позволяет производить исследование рабочих процессов отдельных ступеней с диаметрами от 50 мм до 10 мм и компрессора в целом и предусматривает замер следующих величин: давлений нагнетания и всасывания ступени; производительности и потребляемой э/двигателем мощности; средних значений температур газа во всасывающих и нагнетательных клапанах и температур теплообменной поверхности ступеней; мгновенных значений давлений в цилиндре, усилий на штоке поршня и крутящего момента методом тензометрирования; мгновенных значений температур газа в цилиндре с помощью вольфрамовых термометров сопротивлений с диаметром проволоки 5+6 мк; отметку положения поршня в верхней мертвой точке.

Регистрация быстроменяющихся параметров производилась шлейфовым осциллографом Н-105. Суммарная погрешность метода измерений и обработки при тензометрировании не превышала 2,5%; при замере мгновенных температур составляла 5,5%. Особенностью метода исследований является введение замера мгновенных усилий на штоке, что позволило определить потери на трение в уплотнениях ступени.

В результате экспериментальной отработки конструкций компрессора и ДМКС в диапазоне температур окружающей среды от -60°C до $+60^{\circ}\text{C}$ по исходным данным, полученным во второй главе, созданы: поршневой трехступенчатый компрессор без смазки цилиндров с аксиальным приводом поршней и ДМКС с форсированным пуском.

Для получения сравнительных характеристик проведены испытания разработанной и серийной ДМКС на специальном стенде, предусматривающем регистрацию давлений нагнетания и всасывания, производительности, потребляемой мощности, температуры охлаждения в микроохладителе.

В четвертой главе проведен анализ результатов экспериментальных исследований. Значения объемных и энергетических показателей в действительных процессах ступеней микрокомпрессоров без смазки принципиально отличаются от рекомендуемых значений для общепромышленных компрессоров, их соотношение приводит к увеличению потерь в цикле и обусловлено значительными тепловыделениями в узлах трения и влиянием масштабного фактора.

Анализ распределения составляющих объемных (от наличия мертвого пространства, от сопротивления во всасывающем клапане, от подогрева при всасывании, от утечек и протечек газа) и энергетических потерь в ступенях (потерь на трение, потерь в клапанах, потерь от утечек и теплообмена) показал, что для микрокомпрессоров величины отдельных составляющих потерь значительно превышают рекомендуемые в литературе значения. Так при $\xi = 4 + 5$: коэффициент производительности λ находится в пределах от 0,45 до 0,25, при этом потери от наличия мертвого объема составляют 60+80% от всех объемных потерь; энергетические потери составляют 65+75% от суммарного энергопотребления, при этом потери на трение составляют 50+60% от общих потерь.

По результатам экспериментальных исследований произведена оценка полученных аналитических зависимостей, результатов расчетно-теоретического исследования и комплексная оценка полученного эффекта от реализации выполненных в работе исследований. Наибольшее расхождение экспериментальных данных с результатами расчетно-теоретического исследования составляет 15%.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного исследования получены зависимости для определения потерь в действительном цикле ДМКС. Разработана математическая модель действительного цикла, применительно к модели разработан метод расчета и алгоритм. Проведена оптимизация параметров ДМКС работающих на азоте, за счет оптимизации режимов работы и конструкции компрессора.

2. Созданы экспериментальный стенд и опытные образцы микрокомпрессоров. Кроме всех замеров, которые принято проводить при исследованиях компрессорных машин, в настоящей работе проводился замер мгновенных значений поршневого усилия. Благодаря этому удалось уточнить истинные значения сил трения в уплотнениях и величин ряда других потерь. Получено хорошее качественное и удовлетворительное количественное совпадение расчетных

и экспериментальных величин. Расхождение последних не превышало 15% от номинального значения исследуемой величины. Помимо проверки надежности предложенных аналитических зависимостей стенд и опытные образцы использовались для отработки основных узлов микрокомпрессоров.

3. Установлено, что существующие в компрессоростроении рекомендации теряют силу при малых размерах машин. Применительно к микрокомпрессорам получены данные по выбору оптимальных значений числа ступеней, межступенчатых давлений и основных размерных соотношений ступеней. Давление нагнетания P_n оказывает определяющее влияние на габариты, вес, к.п.д. и срок службы ДМКС. В работе получены рекомендации по выбору рационального значения P_n .

4. Выявлено, что основной причиной низкой экономичности существующих ДМКС в пусковом режиме является снижение давления всасывания и, следовательно, производительности компрессора. В установившемся режиме работы снижение экономичности вызвано избыточной холодопроизводительностью, которая приводит к увеличению мощности привода в 1,5-2 раза.

5. Разработаны схемы ДМКС, в которых устранение указанных выше недостатков достигнуто применением двух режимов, различных по создаваемой компрессором холодопроизводительности. Разработана методика выбора параметров систем из условия эксплуатации при оптимальном к.п.д. компрессора как во время пускового так и во время установившегося режимов работы.

6. По результатам выполненных исследований созданы: поршневой микрокомпрессор без смазки с аксиальным расположением цилиндров и ДМКС с форсированным пуском применительно к параметрам серийной ДМКС. Использование разработанных методов оптимизации ДМКС позволяет:

- при длительности пускового периода 3 мин повысить к.п.д. ДМКС в 1,5 раза, при этом снизить давление нагнетания в цикле и вес компрессора, соответственно, в 2 и 1,8 раза;

- снизить длительность пускового периода до 1 мин, при этом повысить к.п.д. в 2,6 раза по сравнению с ДМКС, рассчитанных на один режим работы компрессора.

7. Принято решение начать с 1978 г. серийный выпуск компрессоров и ДМКС разработанных по результатам выполненных в работе исследований.

По теме диссертации опубликованы следующие основные работы:

1. Абакумов Л.Г., Ермаков В.М. Анализ параметров компрессора в пусковой период работы микрокриогенной дроссельной системы. Сб. "Вопросы криогенной техники", вып. 2, Омский политехнический институт, Омск, 1974.

2. Абакумов Л.Г., Шевчук В.Л. Влияние потерь в поршневых уплотнениях на к.п.д. компрессоров микрокриогенных систем. Сб. "Вопросы криогенной техники", вып. 2, Омский политехнический институт, Омск, 1974.

3. Абакумов Л.Г., Громов Э.А., Кореннов Ю.М. Малогабаритные компрессоры высокого давления без смазки цилиндров. "Компрессорные машины". Тезисы докладов II Всесоюзной конференции по компрессорному машиностроению М. ЦНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968.

4. Абакумов Л.Г. Оценка влияния переменной массы газа в процессах сжатия и расширения поршневых компрессоров. Тезисы докладов IV Всесоюзной научно-технической конференции "Конструирование, технология изготовления и эксплуатация компрессорных машин различного назначения", г. Сумы, 1974г.

5. Абакумов Л.Г., Суслов А.Д. Оптимизация режимов работы компрессора в составе замкнутой дроссельной системы. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания "Перспективы развития и применения микрокриогенной техники" М. ЦНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974.

6. Абакумов Л.Г. Выбор числа ступеней поршневых микрокомпрессоров без смазки цилиндров. Тезисы докладов V Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок", Москва, МВТУ им.Баумана, 1978.

7. Абакумов Л.Г., Громов Э.А., Будасов Н.Н., Юрин Ю.А. Поршневой компрессор. Авторское свидетельство № 233828 27В I4, F04B, 24.I2.1968, Бюллетень № 3, 1969.

8. Абакумов Л.Г., Деньгин В.Г., Грезин А.К., Хорошунов А.И., Кореннов Ю.М. Аксиально-поршневая машина. Авторское свидетельство № 506694 F01B 3/02; F04B 1/12; F04B 27/08, 15.03.1976, Бюллетень № 10, 1976г.