

М/ 389677

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР**

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

На правах рукописи

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА С
ВНУТРЕННИМ ОТВОДОМ ТЕПЛА**

**(специальность 05.04.06 — Вакуумная и
компрессорная техника)**

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

Москва — 1982г.

Работа выполнена в Омском политехническом институте.

Научный руководитель — доктор технических наук

ПЛАСТИНИН П. И.

Научный консультант — кандидат технических наук,

доцент КАБАКОВ А. Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор МОИСЕЕВ Л. Л.

кандидат технических наук, доцент АРДАШЕВ В. И.

✂ ✂ сормаш

мая 1982г.

— Юованного Совета

правлические,

параты» МВТУ

ква, 2-я Бауман-

M 389647

льные печатью,

библиотеке МВТУ

Автореферат разослан «28» апреля 198 2 г.

Ученый секретарь специализи-
рованного Совета, кандидат
технических наук, доцент

В. Н. КОЗЛОВ

Актуальность проблемы. В настоящее время в нашей стране во всех отраслях народного хозяйства получили широкое распространение компрессорные машины, причем только на привод стационарных компрессоров расходуется около 10 % вырабатываемой электроэнергии. Анализ затрат электроэнергии различных отраслей народного хозяйства показывает, что в нефтехимической, нефтегазодобывающей и сланцеперерабатывающей расход энергии на привод компрессорных машин составляет 12...32 %, в машиностроительной 20...30 %, в металлургической 4-5 % от общего расхода электроэнергии отрасли. Выпуск компрессоров осуществляется более 50 предприятиями различных министерств и ведомств, их номенклатура насчитывает около 500 типоразмеров с производительностью от 0,02 до 27 000 м³/мин, с давлением нагнетания от нескольких сот миллиметров водяного столба до 250,0 МПа, с мощностью привода от 0,1 кВт до 40 тыс. кВт. Среди этого многообразия компрессоров поршневые компрессоры являются одними из самых распространенных. Таким образом, повышение эффективности работы поршневых компрессоров является важной народнохозяйственной задачей.

Одним из основных путей повышения эффективности работы поршневых компрессоров является повышение их термодинамической эффективности путем улучшения охлаждения компримируемого газа. Наилучшее охлаждение компримируемого газа достигается при использовании внутреннего отвода тепла, то есть отвода тепла при непосредственном контакте газа с мелкодисперсной жидкостью. В связи с изложенным, задача исследования и создания высокоэффективных поршневых компрессоров с внутренним отводом тепла является актуальной.

Цель работы. Целью представленной работы явилось создание методов расчета рабочих процессов и основных внешних характеристик поршневого компрессора с внутренним теплоотводом и исследование влияния основных параметров впрыскиваемой жидкости и ее теплотехнических свойств на рабочие процессы и основные внешние характеристики компрессора, разработка новых конструкций поршневых компрессоров с внутренним теплоотводом и их экспериментальные исследования.

Научная новизна. Проведено теоретическое исследование рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом, включая:

- разработку математической модели рабочих процессов, базирующейся на уравнении термодинамики тела переменной массы при внешней и внутренней миграции теплоносителей и позволяющей исследовать тепловое, массовое и механическое взаимодействие фаз в цилиндре

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1389677

Серба В.Е. Исследование по

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

компрессора;

- разработку инженерного и аналитического методов расчета процесса сжатия и определение количества впрыскиваемой жидкости, необходимого для проведения изотермического процесса сжатия при слабом испарении охлаждающей жидкости;

- разработку методики инженерного расчета влияния впрыска жидкости на основные внешние характеристики компрессора и определения оптимальных количеств впрыскиваемой жидкости, обеспечивающих максимальные производительность и индикаторный к.п.д. в рамках двухфазного однотемпературного рабочего тела;

- определение количества впрыскиваемой жидкости, обеспечивающего безопасную работу компрессора с точки зрения отсутствия гидроудара.

На основе анализа процессов тепло- и массообмена предложен новый способ охлаждения поршневого компрессора при использовании системы внутреннего отвода тепла. Разработаны новые конструкции поршневых компрессоров с внутренним отводом тепла и создан на их основе экспериментальный стенд, позволяющий измерять как мгновенные термодинамические параметры рабочего тела в цилиндре компрессора (мгновенное давление и мгновенную температуру газовой фазы, с помощью специально разработанного устройства), так и интегральные характеристики компрессора.

Практическая ценность. В результате теоретических и экспериментальных исследований оценено влияние основных параметров впрыскиваемой жидкости (количества, дисперсности и температуры) и ее теплофизических свойств (теплоемкости, плотности и теплоты парообразования) на изменение термодинамических параметров рабочего тела в процессах поршневого компрессора, эффективность отвода тепла сжатия, снижение температуры газовой фазы в конце процесса сжатия, испаряемость жидкостной фазы рабочего тела в процессе сжатия, составляющие индикаторной и полной мощности компрессора, его производительность.

Апробация и реализация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- У Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок" (МВТУ им. Н.Э.Баумана), 1978 г.;

- технических семинарах кафедр "Компрессорные машины и пневмоагрегаты" (МВТУ им. Н.Э. Баумана) и "Холодильные и компрессорные

машины и установки" (ОМПИ).

Разработанная методика расчета поршневого компрессора с внутренним теплоотводом внедрена на предприятиях НПО "Микрокриогенмаш", СКБ, г. Казань.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ, 11 авторских свидетельств и 2 положительных решения на изобретения.

Объем и структура работы. Диссертационная работа изложена на 149 страницах машинописного текста. Состоит из введения, 4 глав, выводов, иллюстрирована 118 рисунками и 8 таблицами. Библиография содержит 115 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена актуальность решаемой задачи, краткое содержание работы, научная новизна, практическая ценность, апробация и реализация результатов работы.

В первой главе изложены особенности применения внутренней системы охлаждения, выполнен анализ существующих методик расчета рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом, проведен сравнительный анализ существующих результатов теоретических и экспериментальных исследований влияния впрыска жидкости на процесс сжатия поршневого компрессора и его внешние характеристики, выполнен предварительный термодинамический анализ влияния впрыска жидкости на оптимальную степень повышения давления в ступени и выбор рационального числа ступеней.

Проведенный анализ результатов применения внутренней системы охлаждения в поршневых компрессорах в лабораторных и промышленных условиях позволил выявить основные недостатки (увеличение износа деталей цилиндро-поршневой группы, образование накипи в воздушных коммуникациях компрессора, возможность образования гидравлического удара), реально устраняемые при применении определенных мер (призматическое аэро-гидростатическое центрирование, использование в качестве охлаждающей жидкости парового или компрессорного конденсата, расчет безопасного количества впрыскиваемой жидкости и применение системы защиты от гидроудара), и бесспорные достоинства: уменьшение температуры сжимаемого газа, увеличение степени повышения давления в ступени, увеличение производительности и к.п.д. компрессора, повышение срока службы клапанов и др., которые убедительно доказывают, что применение внутренней системы охлаждения оправдано и целесообразно.

Выполненный анализ существующих методик расчета рабочих процессов объемного компрессора с двухфазным рабочим телом позволил в зависимости от принимаемого допущения об испарении охлаждающей жидкости разделить все проведенные работы на три группы. В работах Кулагина И.И., Слободенюка Л.И., Гогина Ю.Н., Кадирова Н.Б., Маме -- дова А.М., Агаева Б.А., Гальперина Л.Г., Бермана Я.А., Булыгина В.Г. и др., представляющих первую группу работ, принимается допущение о полном испарении впрыскиваемой жидкости в процессе сжатия, при этом считается, что впрыскиваемая жидкость либо испаряется мгновенно, либо равномерно, либо система жидкость-пар находится в состоянии насыщения.

В работах второй группы, к которым можно отнести исследования Эльперина И.Т., Минкова В.А., Носова В.С., Верного А.Л. и др., принимается допущение о полном отсутствии испарения жидкой фазы рабочего тела.

Проведенные исследования Воропаем П.И. показали, что в поршневом компрессоре происходит частичное испарение впрыскиваемой воды, причем доля испарившейся воды может существенно меняться. Вследствие этого применение методов расчета рабочих процессов, относящихся к первым двум группам, приводит к значительным погрешностям.

В исследованиях Ясникова Г.П., Фстина Б.С., Сидоры Н.И., Хрусталева Б.С., Ребрикова В.Д., относящихся к третьей группе работ, изложены методы расчета процесса сжатия с учетом теплового и массового взаимодействия фаз рабочего тела.

Проведенный анализ существующих методов расчета рабочих процессов позволил установить, что в проведенных исследованиях не рассматривались процессы всасывания, нагнетания и обратного расширения, что, следовательно, не позволяет достаточно точно оценить влияние впрыска жидкости на производительность и индикаторный к.п.д. компрессора, для расчета рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплообменом необходимо использовать метод математического моделирования.

Проведенный сравнительный анализ существующих результатов теоретических и экспериментальных исследований позволил установить значительный их разброс, который можно объяснить принимаемыми допущениями, описанными выше, в случае теоретических исследований и погрешностью измерения при проведении экспериментальных исследований, и выявить влияние внутреннего теплообвода на составляющие

удельной индикаторной работы и производительности компрессора. В результате проведенного предварительного термодинамического анализа установлено влияние охлаждения сжимаемого газа на оптимальную степень повышения давления в ступени и рациональное число ступеней, получены зависимости между значениями оптимальной степени повышения давления, рациональным числом ступеней и значением показателя политропы процесса сжатия и проведен их численный анализ.

На основании проведенного анализа и выполненных предварительных исследований были поставлены следующие основные задачи исследования:

- создание и реализация метода расчета рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом, учитывающего механическое, тепловое и массовое взаимодействия фаз рабочего тела;
- теоретическое исследование процесса сжатия поршневого компрессора с внутренним теплоотводом при слабом испарении впрыскиваемой жидкости, включающее инженерный и аналитический методы расчета, а также расчет количества впрыскиваемой жидкости, необходимого для проведения изотермического процесса сжатия;
- разработка и создание поршневого компрессора с внутренним теплоотводом на основе перспективных направлений конструирования таких компрессоров, проведение экспериментальных исследований с целью получения эмпирических зависимостей, необходимых для создания математической модели рабочих процессов, и проверка адекватности ее физическим процессам;
- анализ влияния основных параметров и теплофизических свойств на рабочие процессы и основные внешние характеристики компрессора;
- оценка возможности увеличения степени повышения давления в ступени компрессора с целью замены двухступенчатого сжатия одноступенчатым путем использования внутреннего отвода тепла и определение рациональной скорости вращения коленчатого вала;
- определение безопасных условий эксплуатации поршневого компрессора с внутренним теплоотводом с точки зрения отсутствия гидравлического удара.

Во второй главе, основываясь на общих положениях моделирования поршневых компрессоров, разработанных П.И. Пластининым и под его непосредственным руководством, составлена математическая модель рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом при впрыске жидкости как непосредственно в цилиндр или полость всасывания, так и во всасывающий трубопровод, проведено теоретическое исследование процесса сжатия при впрыске слабоиспаряющихся жидко -

стей. При составлении математической модели приняты следующие основные допущения: газовая среда непрерывна и подчиняется законам идеального газа, капли жидкости имеют сферическую форму, размер капель охлаждающей жидкости одинаков, дробление или коагуляция капель жидкости в газовом потоке отсутствуют, движение капель жидкости относительно газовой фазы пренебрежимо мало, неравномерность распределения температур по радиусу капли отсутствует, взаимодействие капель жидкости с поверхностями компрессора отсутствует, процессы тепло- и массообмена в рабочих полостях компрессора квазистационарные, давление рабочего тела в полостях всасывания и нагнетания имеет постоянное значение, течение рабочего тела через всасывающий клапан принимается адиабатным и квазистационарным, изменение энтальпии рабочего тела при течении его через газораспределительные органы пренебрежимо мало, утечки и перетечки рабочего тела за счет неплотностей отсутствуют, и проведено их обоснование.

В основу математической модели рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом положены следующие основные уравнения:

1. Для газовой фазы:

а) уравнение термодинамики тела переменной массы при внешней и внутренней миграции теплоносителей; б) уравнение сохранения массы; в) уравнение смещения; г) уравнение состояния.

2. Для жидкостной фазы:

а) уравнение теплового баланса; б) уравнение сохранения массы; в) уравнение смещения.

3. Уравнение динамики движения подвижного элемента самодействующего клапана.

Система уравнений, позволяющая определять изменение термодинамических параметров рабочего тела в камере сжатия поршневого компрессора с внутренним теплоотводом, записывается в виде

$$\left\{ \begin{aligned} dU &= dQ_z - dL + \sum i_n dM_n - \sum i_o dM_o + \sum i_{\varphi n} dM_{\varphi n} - \\ &\quad - \sum i_{\varphi o} dM_{\varphi o} - \frac{P}{\rho_k} (\sum dM_{\varphi n} - \sum dM_{\varphi o}); \\ U &= U_{\text{наг}} + dU; \quad P = MR'_{\text{см}} T/V; \\ M &= M_{\text{наг}} + dM_n - dM_o + dM_{\varphi n} - dM_{\varphi o}; \\ T &= (U - g_z M r_o) / (g_z c_{\text{ос}} M + g_z c_{\text{вн}} M); \\ dT_k &= [\alpha_k \sum F_k (T - T_r) d\tau - (dM_{\varphi n, o} - dM_{\text{наг}, \varphi}) r_o] \end{aligned} \right.$$

$$/[(4/3)\rho_k c_k \bar{r}_k^3 N_k];$$

$$T_k = T_{k\text{наг}} + \alpha T_k; \quad r_k = \sqrt[3]{3M_k/(4\bar{r}_k \rho_k)};$$

$$T_k = [M_k T_k + (1-X_n) T_{kn} dM_n/X_n]/[M_k + (1-X_n) dM_n/X_n];$$

$$M_k = M_{k\text{наг}} + dM_{\text{фн,о}} - \frac{1-X_o}{X_o} dM_o + \frac{1-X_n}{X_n} dM_n;$$

$$m_{\kappa} \frac{d^2 h}{dt^2} = P - c_{\text{пр}} (h_o + h) \pm \theta_{\kappa} \cos \alpha_o,$$

где U, T, M, V - полная внутренняя энергия, температура, масса и объем газовой фазы рабочего тела; P - давление рабочего тела; $M_k, T_k, N_k, \bar{r}_k$ - масса, температура жидкостной фазы рабочего тела, число капель и их средний радиус; $c_{\text{вг}}, c_{\text{он}}$ - удельные изохорные теплоемкости воздуха и водяного пара; r_o - теплота парообразования; $R'_{\text{газ}}$ - газовая постоянная газовой фазы рабочего тела; g_1, g_2 - массовые концентрации воздуха и пара в газовой фазе рабочего тела; X - массовая концентрация газовой фазы рабочего тела; $\alpha_k, \Sigma F_k$ - коэффициент теплоотдачи и поверхность теплообмена между сжимаемым газом и каплями жидкости; ρ_k, c_k - плотность и теплоемкость жидкости; $m_{\kappa}, \theta_{\kappa}$ - масса и вес подвижного элемента газораспределительного органа; P - газовая сила; $c_{\text{пр}}$ жесткость грузины; h, h_o - текущая высота поднятия и величина предварительного подхвата подвижного элемента; t - время; α_o - угол между направлением движения подвижного элемента и вертикалью. Индексы "н", "о" обозначают присоединяемые и отделяемые элементы газовой фазы рабочего тела при внешней миграции; "фн", "фс" - при внутренней. Элементарный суммарный контактный теплообмен dQ_x учитывает тепловое взаимодействие между фазами рабочего тела и поверхностью камеры сжатия и определяется согласно закону Ньютона-Рихмана. Массообменное взаимодействие фаз рабочего тела рассчитывается согласно закону Максвелла с учетом зависимости коэффициента диффузии от термодинамических параметров газовой фазы и кривизны поверхности раздела фаз. Массообменное взаимодействие между газовой фазой и поверхностью камеры сжатия определяется согласно первому закону Фика с учетом зависимости коэффициента массоотдачи от режима движения.

Температура жидкой пленки, образующейся на поверхности камеры сжатия, определяется из уравнения теплового баланса. Элементар-

ная контурная работа dL учитывает работу, производимую кривошипно-шатунным механизмом и работу при изменении массовой концентрации фаз за счет внешней миграции теплоносителей. Энтальпия газовой фазы рабочего тела i складывается из энтальпии воздуха и пара, причем при определении последней не учитывается внешняя теплота парообразования, так как она учтена в первом законе термодинамики тела переменной массы. Теплофизические свойства фаз рабочего тела и составляющих их компонент в исследуемом диапазоне температур интерполируются полиномами третьей и четвертой степени. При определении теплофизических свойств газовой фазы рабочего тела используются законы смещения. Проведенный численный анализ формул по определению среднего радиуса капель жидкости показал, что наиболее точное определение общей теплопередающей поверхности охлаждающей жидкости и ее массы осуществляется при использовании вышезаписанной формулы. Определение расхода рабочего тела при течении его через газораспределительные органы осуществляется по формуле, предложенной акад. Кутателадзе С.С. и Стириковичем М.А.

Определение изменения температуры всасываемого воздуха при впрыске жидкости во всасывающий трубопровод проводится для двух крайних с массообменной точки зрения случаев: при полном отсутствии фазовых переходов первого рода, фазы рабочего тела находятся в состоянии термодинамического равновесия. Учитывая невысокие температуры рабочего тела, а также слабое испарение капель воды средней и крупной дисперсности использование первого случая является предпочтительным. Проведенный анализ затрат мощности, потребляемой компрессором, позволил установить, что для поршневого компрессора с внутренним теплообменом существенное значение имеет мощность, затраченная на впрыск жидкости, и позволил рассчитать, используя теорию Г.Н. Абрамовича и экспериментальные исследования А.Г.Блоха и Е.С. Кичкиной для механической центробежной форсунки, одной из наиболее экономичных и простых и поэтому получившей широкое распространение, ее количественное значение. Учитывая, что процесс сжатия является основным термодинамическим процессом, во многом определяющим экономичность и безопасность работы компрессора, проведено его теоретическое исследование при использовании внутреннего отвода тепла путем впрыска слабоиспаряющихся жидкостей. Используя уравнение теплового баланса и выполняя ряд преобразований, получаем следующее интегральное уравнение

$$M_0 C_{ve} \frac{K - n_1}{n_1 - 1} T_1 \left(\varepsilon_{sm}^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right) = M_K C_K \left\{ \exp \left[- \frac{4 \lambda_r \lambda_g N_K}{M_K C_K \omega} \cdot \right. \right. \\ \left. \left. (\varphi - \kappa) \right] (T_{kbc} + T_1) \int_{\varphi}^{\varphi_0} \exp \left[\frac{4 \lambda_r \lambda_g N_K}{M_K C_K \omega} (\varphi - \kappa) \right] \cdot \right. \\ \left. \frac{(\varphi - \kappa) 4 \lambda_r \lambda_g N_K}{M_K C_K \omega} \left[\frac{2}{(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{\lambda} (1 - \cos 2\varphi)} \right]^{n_1 - 1} d\varphi \right\} - T_{kbc} \left. \right\},$$

где M_0 - масса сжимаемого воздуха; ε_{sm} - степень повышения давления в ступени; K - показатель адиабаты; T_{kbc} , T_1 - температуры жидко - сти и воздуха в начале процесса сжатия; λ_g - коэффициент теплопроводности воздуха; ω - угловая скорость вращения коленчатого вала; λ_r - отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; φ - угол поворота коленчатого вала, соответствующий концу процесса сжатия. Решая полученное уравнение относительно n_1 , определяем показатель политропы процесса сжатия с внутренним отводом тепла.

Проведенный качественный и количественный анализ существующего закона перемещения поршня с помощью кривошипно-шатунного механизма позволил выявить его несовершенство с термодинамической точки зрения и признать более рациональным линейный закон перемещения поршня. Путем преобразования системы линейных дифференциальных уравнений в уравнение второго порядка с переменными коэффициентами и дальнейшего преобразования к вырожденному гипергеометрическому уравнению получено аналитическое решение для расчета термодинамических параметров рабочего тела в процессе сжатия при линейном законе перемещения поршня, которое запишется в виде

$$T_K = C_1 [\exp(-\alpha_0 V)] V^{m - \frac{\beta_0}{2} + \frac{1}{2}} \cdot {}_1F_1(1 + m - K, 2m + 1, \alpha_0 V) \alpha_0^{\frac{1}{2} + m} + \\ + C_2 [\exp(-\alpha_0 V)] V^{\frac{1}{2} - m - \frac{\beta_0}{2}} \cdot {}_1F_1(\frac{1}{2} - m - K, -2m + 1, \alpha_0 V) \alpha_0^{\frac{1}{2} - m}; \\ T = \exp \left[\int_{V_0}^V (\beta - c/V) dV \right] \left[T_1 + \int_{V_0}^V \beta T_K(V) \exp \left[\int_{V_0}^V (\beta - c/V) dV \right] dV \right]; \\ P = M_0 R_0 T / V,$$

здесь ${}_1F_1(\alpha, \beta, X)$ - степенной ряд Похгаммера; $\alpha_0, \beta_0, m, K, \beta, c$ - постоянные коэффициенты, учитывающие массу, дисперсность и теплоемкость впрыскиваемой жидкости. Постоянные C_1 и C_2 определяются из граничных условий.

Применение внутреннего отвода тепла позволяет существенно уменьшить температуру сжимаемого газа и практически осуществить

изотермический процесс сжатия. Исходя из изотермичности процесса, получены выражения, позволяющие рассчитать количество жидкости, необходимое для его проведения при заданной ее дисперсности и температуре. Проведенный численный анализ полученных выражений позволил установить, что проведение изотермического процесса сжатия в поршневом компрессоре реально возможно.

Математическая модель рабочих процессов поршневого компрессора и все расчеты, проводимые при теоретическом исследовании, реализованы на ЭЦМ "БЭСМ-4М" в виде программы на алгоритмическом языке "Фортран-2".

Третья глава посвящена разработке и созданию поршневого компрессора с внутренним теплоотводом, его экспериментальному исследованию, сопоставлению результатов теоретического и экспериментального исследований. На основе анализа способов внутреннего отвода тепла и конструкций поршневых компрессоров с ними, представленных в существующей патентной литературе и разработанных автором или при его непосредственном участии, выявлены основные перспективные направления проектирования таких компрессоров, заключающиеся в создании гидростатического центрирования поршня с целью уменьшения износа деталей цилиндро-поршневой группы, утечек сжимаемого газа и возможности гидроудара, и совмещении функций компрессора и насоса в одном агрегате с целью уменьшения габаритов компрессорной установки и обеспечения автономной работы компрессора.

С учетом вышеуказанных перспективных направлений и конструкций поршневых компрессоров, представленных в а.с. № 739254 и а.с. № 739253 был спроектирован и создан экспериментальный стенд с поршневым компрессором с внутренним теплоотводом. В процессе экспериментальных исследований проводилось измерение мгновенного давления в камере сжатия и подпоршневой полости с помощью фольговых тензорезисторов типа ФКМВ, мгновенной температуры газовой фазы рабочего тела с помощью малоинерционного термометра сопротивления из вольфрамовой проволоки диаметром 6-8 мм, размещенного в полости, сообщаемой с камерой сжатия с помощью специально спроектированного устройства в течение 1-3 циклов, температуры всасываемого воздуха, впрыскиваемой жидкости, поверхности цилиндра (по периметру гильзы цилиндра и вдоль образующей) с помощью хромель-алюмелевых термопар, влажности всасываемого и нагнетаемого воздуха, количества впрыскиваемой жидкости, расхода сжатого воздуха и мощности, потребляемой компрессором. На основании полученных эксперименталь-

ных данных проводился расчет среднего радиуса капель, впрыскиваемых в компрессор. Определена погрешность измерения вышеуказанных величин.

В результате обработки результатов экспериментальных исследований с помощью анализа размерностей и регрессионного анализа получена формула для определения средней температуры поверхности камеры сжатия поршневого компрессора с внутренним теплоотводом

$$T_{ср} = 277,2 + 0,564(\varepsilon_{сж} - 1) - 1,01 a_{впр} + 1,034(T_{квс} - 273) + 0,001 p_a$$

и установлено, что наибольшее влияние на среднюю температуру поверхности камеры сжатия оказывает температура впрыскиваемой жидкости $T_{квс}$, затем относительное количество впрыскиваемой жидкости $a_{впр}$ и $\varepsilon_{сж}$, и почти не оказывает влияние скорость вращения коленчатого вала. Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследований, проведенное для различного количества впрыскиваемой жидкости, ее температуры, скорости вращения коленчатого вала и различных режимов работы компрессора показало, что расхождение в определении мгновенных термодинамических параметров в рабочих процессах находится в пределах 10 %, а основных внешних характеристик компрессора (производительности и индикаторного к.п.д.) - 5 %, что хорошо подтверждает адекватность разработанной математической модели.

В четвертой главе проведен анализ влияния основных параметров и теплофизических свойств впрыскиваемой жидкости на рабочие процессы и основные внешние характеристики компрессора, анализ влияния степени повышения давления и скорости вращения коленчатого вала на работу поршневого компрессора с внутренним отводом тепла, проведено определение безопасных условий работы поршневого компрессора с внутренним отводом тепла с точки зрения отсутствия гидроудара.

Применение системы внутреннего отвода тепла позволяет уменьшить температуру газовой фазы в цилиндре компрессора во всех рабочих процессах. Наибольшее снижение температуры компримируемого газа наблюдается в конце процесса сжатия. Так, при относительном количестве впрыскиваемой жидкости 1 кг/кг, ее температуре 288 К и дисперсности $r_{квс} = 50$ мкм снижение температуры конца процесса сжатия составляет 53 К. С увеличением количества впрыскиваемой жидкости количество тепла Q_k , подведенное к каплям охлаждающей жидкости, отнесенное к общему количеству тепла Q_{Σ} , поглощаемому в процессе сжатия, увеличивается, что приводит к уменьшению температуры конца процесса сжатия. Так, при $X_{дс} = 0,8$, $T_{квс} = 288$, $r_{квс} = 50$ мкм отношение Q_k/Q_{Σ} составляет 56 %, а при $X_{дс} = 0,5$ - 84 %. Характер изменения температуры жидкостной фазы рабочего тела в цилиндре компрессора аналогичен

характеру изменения температуры газовой фазы в нем. Увеличение количества впрыскиваемой жидкости вследствие увеличения плотности рабочего тела вызывает увеличение потерь давления в процессах всасывания и нагнетания, а вследствие интенсивного межфазного теплообмена — уменьшение давления в процессе сжатия и его увеличение в процессе расширения.

Уменьшение дисперсности впрыскиваемой жидкости увеличивает поверхность межфазного теплообмена и коэффициент теплоотдачи, что вызывает уменьшение температуры газовой фазы в рабочих процессах компрессора и увеличивает отношение Q_k/Q_z . Уменьшение температуры газа в конце процесса сжатия и изменение отношения Q_k/Q_z от дисперсности впрыскиваемой жидкости носит зависимость, близкую к гиперболической. Увеличение интенсивности межфазного теплообмена вызывает увеличение температуры жидкостной фазы рабочего тела и интенсивность процессов массообмена. Так, при дисперсности каплей впрыскиваемой жидкости $r_{квс} = 20$ мкм, $\alpha_{впр} = 0,05$ кг/кг, $T_{квс} = 278$ К отношение тепла, отнимаемого от капель охлаждающей жидкости за счет испарения, к теплу, подводимому к каплям жидкости, составляет 36 %, а при $r_{квс} = 10$ мкм — 76 %. Таким образом, при впрыске капель жидкости с $r_{квс} < 20$ мкм большая часть тепла, подводимого к каплям, отнимается от них за счет их испарения. При впрыске капель размером $r_{квс} > 40$ мкм, $T_{квс} = 278$ К, $G_{впр} = 0,01$, $\alpha_{впр} = 0,1$ кг/кг в цилиндре компрессора в процессе сжатия вместо испарения капель охлаждающей жидкости происходит конденсация пара, содержащегося в сжимаемом воздухе, на них. Полученный вывод подтвержден экспериментальными исследованиями и может рассматриваться как перспективный способ осушения воздуха.

Увеличение температуры впрыскиваемой жидкости, несмотря на увеличение интенсивности процессов массообмена, снижает интенсивность процессов теплообмена, что приводит к увеличению температуры фаз рабочего тела во всех процессах. Анализ влияния основных параметров впрыскиваемой жидкости на составляющие мощности, потребляемой компрессором, позволил установить, что их влияние весьма сложно и противоречиво. Так, увеличение количества впрыскиваемой жидкости приводит к уменьшению удельных значений номинальной мощности, мощности затрачиваемой на сжатие и перемещение пара вследствие снижения интенсивности процессов массообмена за счет уменьшения температуры жидкостной фазы рабочего тела, но увеличивает потери мощности в клапанах и затраты мощности на впрыск. При впрыске капель охлаждающей жидкости размером $r_{квс} > 50$ мкм экономичность работы исследуе —

мого компрессора уменьшалась, так как в этом случае увеличение потерь мощности в газораспределительных органах становится больше выигрыша в номинальной мощности.

Проведенные исследования позволили установить, что увеличение производительности поршневого компрессора с внутренним теплоотводом может быть достигнуто только за счет интенсивного охлаждения всасываемого газа путем впрыска во всасывающий трубопровод и уменьшением величины мертвого пространства, так как применение впрыска жидкости увеличивает процесс образного расширения, уменьшает плотность всасываемого газа вследствие увеличения потерь давления во всасывающем клапане, уменьшает объем всасываемого газа вследствие включения в сжимаемый воздух капель охлаждающей жидкости и их испарения, что уменьшает производительность компрессора. Эффективность применения внутреннего теплоотвода увеличивается с увеличением степени повышения давления в ступени и уменьшается с увеличением скорости вращения коленчатого вала. Проведенные исследования позволили установить, что при использовании внутреннего теплоотвода возможно увеличить степень повышения давления до 8-9, при этом достигается максимальный к.п.д. компрессора и обеспечивается безопасность его работы. Это открывает пути к замене существующего двухступенчатого сжатия одноступенчатым.

Экономичность работы поршневого компрессора с внутренним теплоотводом можно увеличить путем впрыска жидкости, имеющей низкую плотность, в случае малых затрат мощности на впрыск, но высокую теплотемкость и теплоту парообразования. При этом изменение плотности жидкости оказывает наибольшее влияние, затем изменение теплотемкости, а затем теплоты парообразования.

Исходя из уравнения материального баланса получено уравнение, позволяющее определять относительное количество впрыскиваемой жидкости, обеспечивающее безопасную работу компрессора с учетом его конструктивных особенностей.

Основные результаты работы

1. Обзор литературных данных по результатам исследований и промышленного применения внутреннего теплоотвода в поршневых компрессорах позволил выявить его основные недостатки и преимущества. Основные преимущества заключаются в изменении температуры компримруемого газа, увеличении к.п.д. и производительности компрессора.

2. Проведенный анализ существующих методов расчета рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом позволил установить, что отсутствуют исследования процессов всасывания, нагнетания и расширения, это не позволяло проведение достаточно точного анализа влияния впрыска жидкости на производительность и к.п.д. компрессора.

3. После обоснования и принятия допущений была составлена математическая модель рабочих процессов, позволяющая определять изменение термодинамических параметров газовой и жидкостной фаз рабочего тела во всех процессах компрессора и основные интегральные характеристики (производительность, индикаторный к.п.д., удельную мощность и др.) как при впрыске жидкости непосредственно в полость всасывания и цилиндр, так и во всасывающий трубопровод. Составленная математическая модель реализована на ЭЦВМ "БЭСМ-4" в виде программы на алгоритмическом языке "Фортран-2".

4. Учитывая, что совершенство процесса сжатия во многом определяет экономичность работы компрессора, а также принимая во внимание слабое испарение впрыскиваемой воды, разработаны теоретические методы его расчета и определены условия для проведения изотермического процесса сжатия.

5. С целью получения эмпирических зависимостей, необходимых для моделирования рабочих процессов, и проверки адекватности математической модели физическим процессам создан экспериментальный стенд, включающий поршневой компрессор с внутренним теплоотводом, конструкция которого защищена двумя авторскими свидетельствами. Стенд позволяет измерять значение как мгновенных (мгновенное давление и температуру газовой фазы в цилиндре компрессора с помощью специально разработанного устройства и др.), так и интегральных (количество впрыскиваемой жидкости, ее температуру, температуру поверхностей камеры сжатия и др.) параметров и основных характеристик компрессора. При обработке экспериментальных исследований использовался метод регрессионного анализа. Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследований выявило достаточно хорошее их совпадение как с качественной, так и с количественной стороны.

6. На основании проведенных теоретических исследований рабочих процессов поршневого компрессора с внутренним теплоотводом сделаны следующие выводы:

а) увеличение количества впрыскиваемой жидкости, уменьшение дисперсности и ее температуры уменьшают номинальную индикаторную

мощность, однако увеличивают потери мощности в газораспределительных органах и затраты мощности на впрыск жидкости. Это обуславливает наличие оптимальных соотношений между параметрами впрыскиваемой жидкости, обеспечивающих максимальную экономичность работы компрессорной установки. Максимальное уменьшение удельной мощности исследуемого компрессора наблюдалось при дисперсности впрыскиваемой жидкости $\zeta_{\text{жс}} \approx 50$ мкм и достигало около 10 %;

б) увеличение производительности компрессора при впрыске жидкости может быть достигнут только в том случае, если впрыск производится во всасывающий трубопровод, и составляет 3–4 %. Уменьшение производительности компрессора при впрыске жидкости непосредственно в цилиндр или полость всасывания вызвано увеличением продолжительности процесса расширения, несмотря на интенсивное охлаждение всасываемого газа в цилиндре компрессора. Для повышения производительности компрессора путем впрыска жидкости необходимо уменьшить величину мертвого пространства;

в) проведенный анализ влияния основных теплофизических свойств впрыскиваемой жидкости на работу компрессора позволил установить, что экономичность работы компрессора увеличивается при впрыске жидкости, имеющей низкую плотность, в случае низких затрат мощности на впрыск жидкости, но высокую теплоемкость и теплоту парообразования. Наибольшее влияние на работу компрессора с внутренним теплообменом оказывает изменение плотности, а затем теплоемкости и теплоты парообразования впрыскиваемой жидкости;

г) интенсивное охлаждение сжимаемого газа позволяет увеличить степень повышения давления в ступени компрессора до 8–9, при этом индикаторный изотермический к.п.д. имеет максимальное значение. Это открывает реальный путь к замене существующего двухступенчатого сжатия одноступенчатым;

д) с увеличением скорости вращения коленчатого вала эффективность применения впрыска жидкости уменьшается, а с увеличением степени повышения давления возрастает.

7. На основании анализа влияния впрыска жидкости на рабочие процессы поршневого компрессора разработана методика расчета оптимальных количеств впрыскиваемой слабоиспаряющейся жидкости, обеспечивающих максимальную производительность и к.п.д. компрессора, имеющего двухфазное однотемпературное рабочее тело.

8. С целью обеспечения безопасных условий эксплуатации поршневого компрессора с внутренним теплообменом разработана методика

расчета безопасного количества впрыскиваемой жидкости с учетом его конструктивных особенностей.

9. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработана "Методика расчета поршневого компрессора с внутренним теплоотводом" и внедрена на предприятиях НПО "Микрокриогенмаш", СКБК, г. Казань.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах.

1. Кабаков А.Н., Щерба В.Е. Математическое моделирование рабочего процесса поршневого компрессора с впрыскиванием воды в поток сжимаемого воздуха. - Известия ВУЗов. Горный журнал, 1931, № 1, с. 71-76.

2. Кабаков А.Н., Щерба В.Е. Совершенствование цикла сжатия воздуха в компрессорах объемного действия. - Известия ВУЗов. Горный журнал, 1981, № 3, с. 80-82.

3. Кабаков А.Н., Щерба В.Е. Некоторые аспекты математического моделирования рабочего процесса в поршневом компрессоре. - Известия ВУЗов. Энергетика, 1980, № 7, с. 56-61.

4. Кабаков А.Н., Щерба В.Е. Область рационального использования межступенчатого охлаждения в поршневом компрессоре. - Известия ВУЗов. Горный журнал, 1930, № 10, с. 82-85.

5. Кабаков А.Н., Щерба В.Е. Об условии возникновения гидравлического удара в цилиндре поршневого компрессора. - Известия ВУЗов. Горный журнал, 1980, № 4, с. 107-109.

6. А.С. № 819395 (СССР). Поршневой компрессор/ Омский политехнический институт. Авт. изобрет. В.Е.Щерба и А.Н.Кабаков. Заявл. 30.05.79, № 2773258/25-06; опубл. в БИ, 1981, №13. МКИ F04B 39/00. УДК 621.512 (088.8).

7. А.С. № 739253 (СССР). Поршневой компрессор/ Омский политехнический институт. Авт. изобрет. А.П.Болштянский, В.Л.Гринблат, А.Н.Кабаков, В.И.Стариков и В.Е.Щерба. Заявл. 12.10.77, № 2534189/25-06; опубл. в БИ, 1980, № 21. МКИ F04B 31/00, F16 J 15/40. УДК 621.512 (088.8).

8. А.С. № 739254 (СССР). Поршневой компрессор/ Омский политехнический институт. Авт. изобрет. А.П.Болштянский, В.Л.Гринблат, В.Г.Громыкалин, А.Н.Кабаков и В.Е.Щерба. Заявл. 26.10.77, № 2537187/25-06; опубл. в БИ, 1980, № 21. МКИ F04B 31/00, F16 J 15/40. УДК 621.512 (088.8).

Подписано к печати 16.04.82. ПД 03585. Формат 60x84 1-16.
Бумага писчая. Оперативный способ печати. Усл. печ.л. 0,93.
Уч.-изд. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ 35. Бесплатно.
Редакционно-издательский отдел ОмПИ. 644050, Омск, пр.
Мира, 11.

Межвузовская типография ОмПИ