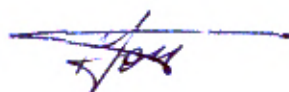


На правах рукописи



Юн Владимир Климентьевич

ОСНОВЫ  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И  
УНИФИКАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ  
РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Специальность: 05.04.06 – «Вакуумная, компрессорная техника и  
пневмосистемы»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

доктора технических наук

Санкт-Петербург – 2012 г.

Работа выполнена на предприятии ЗАО «Институт энергетического машиностроения и электротехники» (бывш. НИКТИТ), г. Санкт-Петербург.

**Научный консультант:**

доктор технических наук,  
профессор

Зуев Анатолий Васильевич

**Официальные оппоненты:**

доктор технических наук,  
профессор

Евгеньев Станислав Сергеевич

доктор технических наук,  
профессор

Жарковский Александр Аркадьевич

доктор технических наук,  
старший научный сотрудник

Соломахова Татьяна Степановна

**Ведущая организация:**

ЗАО «НИИтурбокомпрессор», г Казань

Защита состоится «22» мая 2012 г. в 16 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29 в аудитории 225 Главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «      »

2012 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09  
доктор технических наук, профессор



Хрусталёв Б.С.



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** За восемьдесят лет турбокомпрессоростроения на Невском заводе были спроектированы и изготовлены более 300 типов центробежных компрессоров различного назначения. Одним из основных потребителей центробежных компрессоров является ОАО «Газпром», который эксплуатирует центробежные нагнетатели на компрессорных станциях магистральных газопроводов. В металлургии центробежные компрессоры и нагнетатели применяются для подачи воздуха в печи и конверторы. На предприятиях химических производств используются десятки типов центробежных компрессоров, сжимающих различные газы и газовые смеси. В настоящее время эксплуатируются более 10000 центробежных компрессоров Невского завода. Большое разнообразие типов компрессоров осложняет и удорожает технологический процесс изготовления. Недостаточный уровень стандартизации, унификации и взаимозаменяемости узлов и деталей не позволял в короткие сроки обеспечивать потребителей компрессоров различного назначения. Поэтому необходимо было определить пути сокращения многообразия размеров проточных частей центробежных компрессоров. Внедрение широкой унификации позволило сократить сроки изготовления компрессоров в большом диапазоне их параметров и снизить затраты на их создание и производство.

В настоящее время существуют сложности в проектировании новых центробежных компрессоров. Полученные на Невском заводе результаты исследований центробежных компрессоров распространялись на определенные типы машин и позволяли предварительно оценивать эффективность проточных частей только на ранней стадии проектирования. Непрерывное изменение параметров и ужесточение требований к повышению КПД проточных частей вызывает необходимость корректировки и уточнения существующих подходов и методов проектирования машин.

Особенностью создания центробежных компрессоров высокого давления, является необходимость учета реальности сжимаемого газа, который по своим



термодинамическим свойствам отличается от совершенного газа. Поэтому вместо уравнения состояния совершенного газа следует использовать уравнение состояния реального газа или газовой смеси. Вследствие этого возникает необходимость в корректировке методов расчета термодинамических и калорических параметров реального газа в зависимости от области применения компрессоров. Для аналитического описания экспериментальных данных в широкой области параметров применяют различные эмпирические уравнения состояния. Число уравнений состояния реального газа, предлагавшихся в разное время и различными авторами, чрезвычайно велико. Однако, вопрос о пригодности предложенных уравнений состояния реальных газов применительно к процессам в центробежных компрессорах среднего и высокого давлений остается открытым.

Таким образом, совершенствование методов проектирования и унификации центробежных компрессоров является важной и актуальной проблемой.

**Цель работы** – совершенствование методов проектирования проточных частей на основе анализа систематизированных опытных данных характеристик проточных частей и разработка методов унификации центробежных компрессоров Невского завода.

**Задачи работы:**

- систематизация и анализ опытных данных проточных частей центробежных компрессоров Невского завода;
- разработка методов расчёта термодинамических и калорических параметров газов в характерных областях на их термодинамических диаграммах;
- разработка более совершенного метода проектирования проточных частей на основе существующих аэродинамических и конструктивных схем;
- разработка метода унификации центробежных компрессоров Невского завода;



- реализация разработанных методов и технических решений на практике при создании высокоэффективных нагнетателей природного газа и центробежных компрессоров различного назначения.

**Научная новизна.** В процессе решения поставленной проблемы получены новые научные результаты:

- обобщен и проанализирован экспериментальный материал аэродинамических схем центробежных компрессоров. Показано, что резерв повышения эффективности может быть реализован за счет выбора оптимальных типов ступеней центробежных компрессоров;

- разработаны универсальные термодинамические диаграммы для веществ, (как для чистых однокомпонентных веществ, так и для их смесей), находящихся в газообразном состоянии. На основании анализа показано, что вся область газообразного состояния может быть разделена на четыре характерные зоны, в которых уравнение состояния и калорические уравнения представляются в различных видах;

- разработан метод термогазодинамического расчёта проточных частей с помощью модифицированного уравнения состояния Ли и Кеслера, базирующегося на приведенных температурах и давлениях с применением фактора ацентричности;

- обоснованы и развиты методы определения показателя степени при политропном процессе сжатия, позволяющие решать задачи моделирования характеристик проточных частей при пересчете на иные условия работы;

- усовершенствован метод проектирования центробежных компрессоров на основе аэродинамических и конструктивных схем с учетом эмпирических зависимостей, полученных при численных и экспериментальных исследованиях элементов проточных частей;

- обоснована пригодность предложенного метода унификации центробежных компрессоров путем стандартизации корпусов и элементов проточной части на Невском заводе;



- обобщен метод термогазодинамического расчёта сухих газодинамических уплотнений различных типов, учитывающих реальность газа и его теплофизические свойства.

### **Практическая значимость и внедрение результатов работы.**

В результате проведенных исследований получен метод проектирования высокоэффективных центробежных компрессоров на базе аэродинамических и конструктивных схем проточных частей с использованием усовершенствованных термогазодинамических расчётов процессов сжатия и уточненных коэффициентов потерь в элементах проточной части.

Разработанный метод был использован при проектировании центробежных компрессоров различного назначения, как для одноступенчатых, так и для многоступенчатых проточных частей.

Получен ряд унифицированных модельных ступеней, предназначенных для создания высокорасходных и низконапорных нагнетателей природного газа.

Создан банк характеристик аэродинамических схем, позволяющий оперативно получить необходимую информацию.

Разработаны алгоритмы и программы для расчёта характеристик центробежных компрессоров.

Разработана система обеспечения буферного и барьерного газов для сухих газодинамических уплотнений.

На основе разработанного метода унификации центробежных компрессоров созданы и внедрены в серийное производство унифицированные электроприводные нагнетатели природного газа мощностью 4.0 и 6.3 МВт, а также нагнетатели природного газа с газотурбинным приводом мощностью 32 МВт для магистральных газопроводов Бованенково-Ухта («Северный поток»).

Создан и внедрен опытный образец многоступенчатого центробежного компрессора попутного нефтяного газа мощностью 6,3 МВт.

Экономический эффект от внедрения результатов работы за счёт повышения эффективности и сокращения сроков создания и освоения



унифицированных центробежных компрессоров, изготовленных с 2007 по 2011 годы, составил более 2,7 млрд. рублей.

**Достоверность научных положений и практических результатов** определяются усовершенствованным методом проектирования, детально учитывающим особенности процессов сжатия в центробежных компрессорах; обширными экспериментальными исследованиями модельных ступеней и натуральных компрессоров, подтвердившими адекватность предложенного метода проектирования проточных частей центробежных компрессоров.

**Апробация работы.** Материалы диссертационной работы докладывались на двенадцатом (Санкт-Петербург, 2006), четырнадцатом (Санкт-Петербург, 2008), пятнадцатом (Санкт-Петербург, 2010), шестнадцатом (Санкт-Петербург, 2011) Международных симпозиумах «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования», на тринадцатой (Сумы, 2004), четырнадцатой (Казань, 2007) и пятнадцатой (Казань, 2011) Международных научно-технических конференциях по компрессорной технике, на третьей Международной конференции «Газотранспортные системы: настоящее и будущее» (Москва, 2009).

**Публикации.** По теме диссертации автором опубликовано 25 работ. Основные результаты опубликованы в научно-технических журналах «Компрессорная техника и пневматика», «Турбины и компрессоры», в Трудах Международной конференции по компрессоростроению, в Трудах Международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования», в Сборнике научных трудов «Проектирование и исследование компрессорных машин», в Трудах III Международной конференции «Газотранспортные системы: настоящее и будущее».

**Объем и структура работы.** Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, приложения и списка литературы. Работа изложена на 441 страницах, содержит 188 рисунков, 65 таблиц.



## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обосновывается актуальность и значимость направления исследования, формулируется цель работы, дается её краткое содержание, излагаются основные научные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе**, на основе представленного обзора исследовательских работ на НЗЛ и опытных данных выпускаемых заводом центробежных компрессоров, анализируются, разрабатываются и классифицируются аэродинамические схемы одно-, двух- и многоступенчатых проточных частей.

Результаты многолетних исследований были обобщены в работах крупных отечественных ученых в области турбокомпрессоростроения К. И. Страховича, В. Ф. Риса, К. П. Селезнева, В. Б. Шнеппа, Г. Н. Дена, Ю. Б. Галеркина, Г. А. Раера, по рекомендациям которых в настоящее время ведется создание новых центробежных компрессоров. Известный как метод НЗЛ, метод проектирования центробежных компрессоров был разработан в конце 30-х годов В. Ф. Рисом. Положения этого метода учитывают также результаты научных исследований невских машиностроителей: Б. Л. Гунбина, А. Н. Шершневой, В. Е. Евдокимова, В. И. Дальского, Д. М. Бавельского, В. Г. Соловьева и других. Большой вклад в развитие методов проектирования, в исследование рабочих процессов и создание центробежных компрессоров сделан представителями предприятий и организаций г. Казани: И. Г. Хисамеевым, С. С. Евгеньевым, В. А. Максимовым, А. А. Мифтаховым, Г. С. Баткисом, А. М. Галеевым и другими, представителями кафедры КВХТ СПбГПУ: А. В. Зуевым, Р. А. Измайловым, А. М. Симоновым, Л. Я. Стрижаком и другими, представителями научных организаций г. Москвы: Т. С. Соломаховой, И. Я. Сухомлиновым и другими.

Для определения границы применимости методов проектирования проточной части разработана и предложена система классификации аэродинамических схем существующих машин НЗЛ. Из подобранных наиболее эффективных аэродинамических схем составлен банк ступеней с оптимальными безразмерными характеристиками для разработок новых



центробежных компрессоров.

Для получения корректных зависимостей, учитывающих изменение соотношений между параметрами ступеней многоступенчатой неохлаждаемой проточной части при изменении условий работы, впервые были получены безразмерные характеристики каждой ступени, по которым могут быть подсчитаны суммарные размерные характеристики при заданных условиях работы. В качестве основных зависимостей, характеризующих работу отдельных ступеней центробежных компрессоров, были приняты зависимости коэффициента теоретического напора  $\phi_{u2}$ , коэффициента мощности  $\chi_2$ , политропного КПД  $\eta_{пол}$ , относительных потерь на протечки и трение  $(1 + \beta_{np} + \beta_{mp})$  и коэффициента реакции колеса  $\Omega_2$  от коэффициента расхода  $\phi_{r2}$ . Расчет характеристик ступеней производился методом последовательных приближений по предложенной методике Г. Н. Дена, учитывающий рассогласованность между ступенями. Полученные безразмерные характеристики ступеней  $\chi^{(j)}(\phi_{2r}^{(j)})$ ,  $\eta_{пол}^{(j)}(\phi_{2r}^{(j)})$ ,  $\phi_{2u}^{(j)}(\phi_{2r}^{(j)})$ ,  $\beta_{np}^{(j)}(\phi_{2r}^{(j)})$ , и  $\Omega_2^{(j)}(\phi_{2r}^{(j)})$  изображаются графически и описываются аналитическими зависимостями.

Из всех типов существующих и эксплуатирующихся центробежных компрессоров, обработаны характеристики более 800 ступеней, входящих в проточные части одноступенчатых и многоступенчатых неохлаждаемых секций, в том числе восьмиступенчатые. Предложено именовать аэродинамические схемы следующим образом: АС – аэродинамическая схема; 01 – одноступенчатая; 02 – двухступенчатая и т.д.; следующая пара цифр 01, 02 и т.д. – порядковый номер отличительных признаков.

Согласно принятым условным обозначениям, было получено 11 одноступенчатых аэродинамических схем. Например, на рисунке 1 представлена аэродинамическая схема АС-01-01 с общей характеристикой: одноступенчатая ПЧ с консольно-расположенным рабочим колесом и с осевым подводом газа, имеющая бездиффузорную грушевидную улитку.

На рисунках 2 а, б, в, г представлены безразмерные характеристики ступеней центробежных компрессоров, скомпонованные по углу выхода



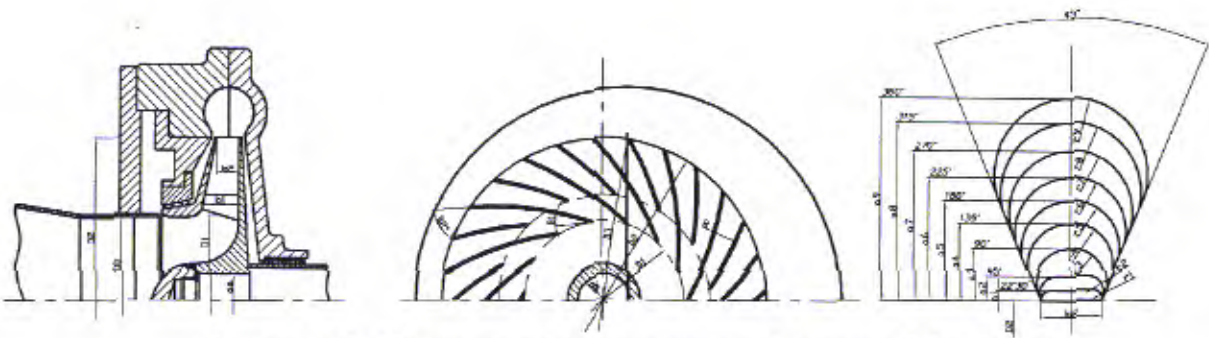
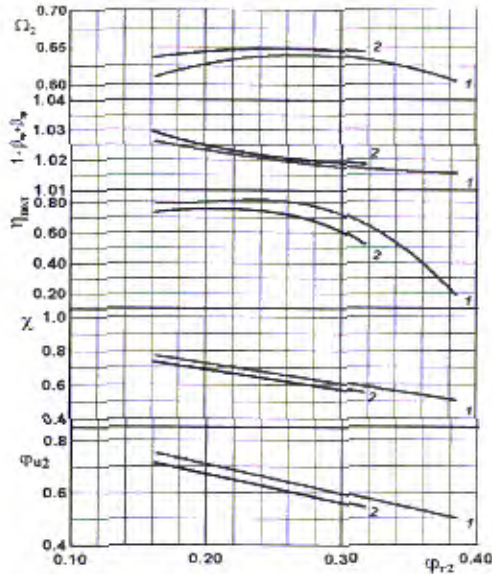
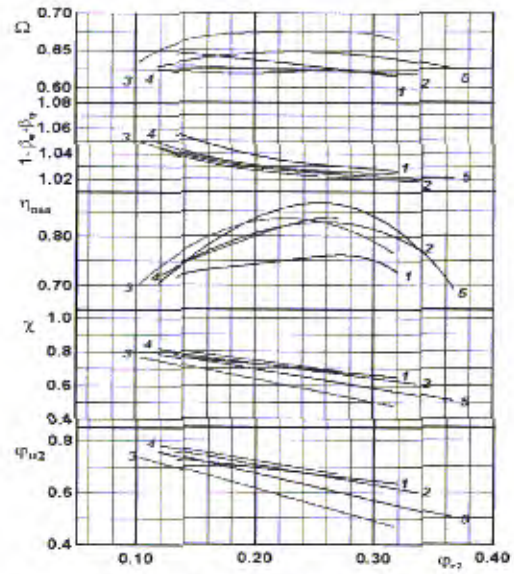


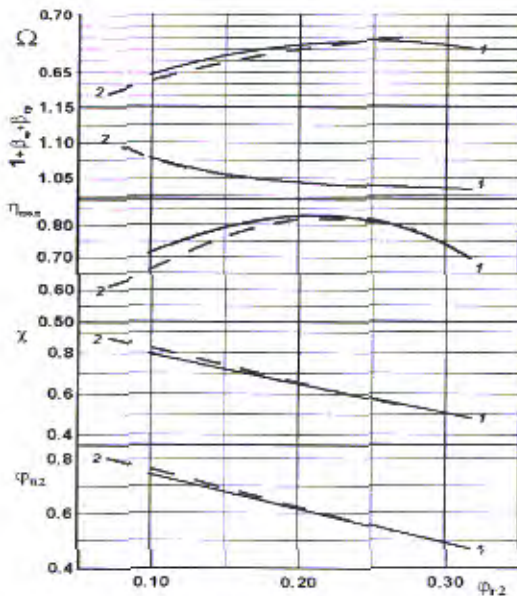
Рисунок 1. Эскиз аэродинамической схемы АС-01-01.



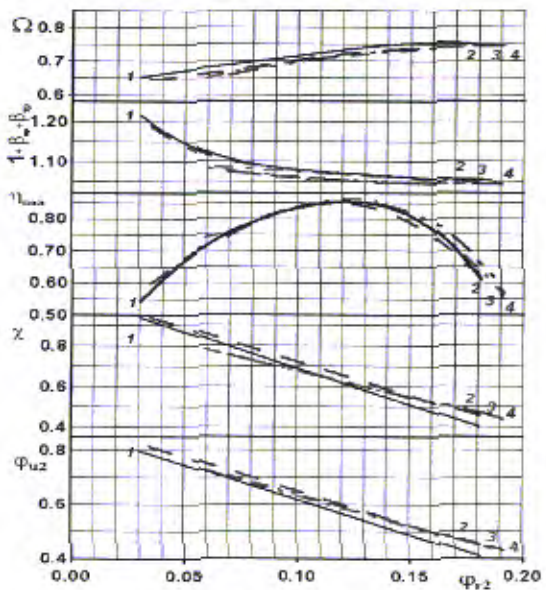
а)  $\beta_{2n} = 50^\circ$ ,  
1 - O-325-11; 2 - O-185-11.



б)  $\beta_{2n} = 45^\circ$ ,  
1 - O - 1000-11; 2 - 700-11-1; 3 - 700-12-1;  
4 - 700-13-1; 5 - 1050-13-1.



в)  $\beta_{2n} = 32^\circ$ ,  
370-11-1: 1 -  $\beta_{1n} = 32^\circ$ ; 2 -  $\beta_{1n} = 26^\circ$ .



г)  $\beta_{2n} = 20^\circ$ ,  
1 - O-101-11; 2 - O-81-11;  
260-11-1; 3 -  $Z_2 = 9$ ; 4 -  $Z_2 = 14$ .

Рисунок 2. Безразмерные характеристики проточных частей аэродинамической схемы АС-01-01.



лопаток рабочих колес  $\beta_{2,2}$ . В результате анализа экспериментальных характеристик, полученных для аэродинамической схемы АС-01-01, построены оптимальные характеристики аэродинамической схемы АС-01-01, критерием выбора которых принят максимальный политропный КПД  $\eta_{пол}^{max}$  (рисунок 3).

Для двухступенчатых проточных частей получено 9 аэродинамических схем, включающих 362 ступени и отличающиеся между собой различными исполнениями: диффузорно-улиточной частей, диффузоров, конструктивных схем расположения рабочих колёс (односторонние и двусторонние).

Аналогично проанализированы и классифицированы неохлаждаемые секции центробежных компрессоров с большим числом ступеней. В таблице 1 представлен краткий перечень аэродинамических схем.

Проанализированы и обработаны экспериментальные данные всех типов компрессоров, выпускаемых на НЗЛ. Получено 48 аэродинамических схем: из них 11 схем - одноступенчатые, 9 схем – двухступенчатые, 4 схемы – трехступенчатые, 5 схем – четырехступенчатые, 3 схемы – пятиступенчатые, 1 схема – шестиступенчатая, 2 схемы – семиступенчатые и 1 схема – восьмиступенчатая.

Выбраны наиболее распространенные аэродинамические схемы, которые составляет банк высокоэффективных ступеней (рисунок 4). На основе проанализированных ступеней получено свыше 400 оптимальных ступеней.

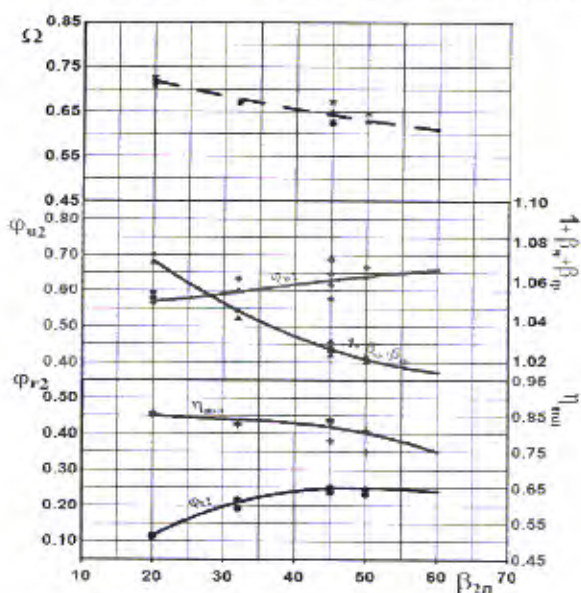


Рисунок 3. Оптимальные характеристики аэродинамической схемы АС-01-01.

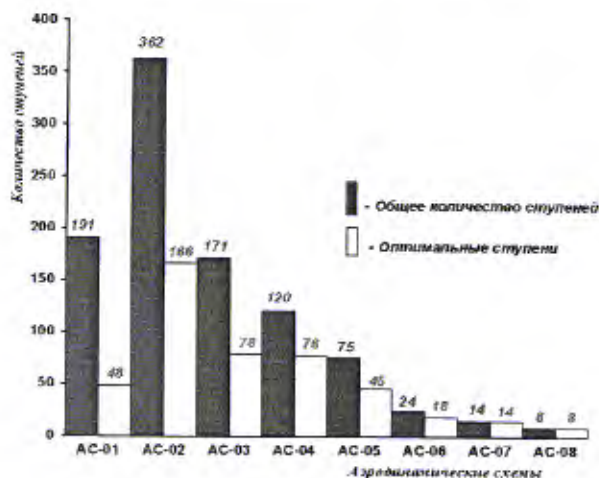


Рисунок 4. Диаграмма аэродинамических схем.



Таблица 1. Классификация аэродинамических схем проточных частей.

№ схемы	Типы компрессоров	Общая характеристика
АС-01-01	О-101-11, О-325-11, О-81-11, О-185-11, О-1000-11, 1250-11-1, 700-11(12,13)-1, 1050-11(12,13)-1, 260-11-1, 370-11-1	Одноступенчатая ПЧ с консольно-расположенным рабочим колесом и с осевым подводом газа, имеющая бездиффузорную грушевидную улитку
АС-01-02	О-25-11, О-100-11, О-400-11(12), О-500-11(12), О-1300-11, О-405-11, О-815-11, 200-11-1(2), 785-11-1, 610-11-1, 400-12-2; 280-13-1	Одноступенчатая ПЧ с консольно-расположенным рабочим колесом и с осевым подводом газа, имеющая короткий БЛД и грушевидную улитку
АС-02-01	О-670-21; О-670-23; О-100-21; О-1000-22; О-500-21	Двухступенчатая ПЧ, безлопаточные диффузоры (БЛД) и внутренняя спиральная камера, свернутая на бок.
АС-02-02	О-200-21; О-500-22; О-670-22; О-1200-21; О-1200-22; О-1200-23; 1200-24-1; О-1350-21; О-270-21; О-205-21; 205-22-1; О-1000-21; О-750-21; О-750-22	Двухступенчатая ПЧ, лопаточные диффузоры (ЛД) и внутренняя спиральная камера, свернутая на бок.
АС-03-01	К1300-91-1 (3-секция, ЦВД); К1300-131-1 (3,4-секции); К355-91-1 (4-секция, ЦВД); К55-61-1(М) (ЦВД); К60-81(2)-1(1-секция, ЦВД); 70-31-1; К345-91-1(ЦВД); К345-92-1(ЦВД); К420-91-1(4-секция, ЦВД)	Трехступенчатая ПЧ, каналные диффузоры (КД) в 1-ой и во 2-ой ступенях, 3-ступень с бездиффузорной улиткой
АС-04-01	Д3350-42; Д4000-42; Д4100-3,0	Четырехступенчатая ПЧ, безлопаточные диффузоры (БЛД), последняя ступень с ЛД со внутренней спиральной камерой
АС-07-01	47-71-1	Семиступенчатая ПЧ, безлопаточные диффузоры (БЛД) со сборной камерой
АС-07-02	170-71-1	Семиступенчатая ПЧ, лопаточные диффузоры (ЛД), бездиффузорная улитка
АС-08-01	К150-271-1(5 секция, ЦВД)	Восьмиступенчатая ПЧ, лопаточные диффузоры (ЛД) со сборной камерой

Во второй главе рассмотрены основы термодинамического расчёта политропных процессов сжатия в характерных областях на тепловых диаграммах веществ.

Для решения вопроса о применимости общего уравнения состояния в различных областях работы центробежных компрессоров и влияния на расчёт термических и калорических параметров, а следовательно и на удельную работу сжатия, впервые разработаны универсальные термодинамические диаграммы и определены характерные области для различных газов.

Предложено использовать приближенный закон соответственных состояний и вместо параметров  $p$ ,  $i$ ,  $T$ ,  $s$  ввести безразмерные параметры  $\pi = p/p_{кр}$ ,  $\iota = i/i_{кр}$ ,  $\tau = T/T_{кр}$ ,  $\sigma = s/s_{кр}$ , следовательно можно получить универсальную тепловую диаграмму  $\lg p - i$  с нанесенными на ней правой пограничной кривой и линиями  $t = idem$ ,  $s = idem$  и  $Z = idem$ . Для описания поведения газа в области, расположенной справа от пограничной кривой, а также при давлениях, превосходящих критические давления  $p_{кр}$ , предложена одна из форм термодинамических диаграмм, в которой используются координаты  $(i - i_{кр})/(RT_{кр}) - p/p_{кр}$  (или  $\lg p/p_{кр}$ ) (рисунок 5). На диаграмму нанесены изотермы  $T = idem$  (или  $T/T_{кр} = idem$ ), изоэнтропы  $s = idem$  (или  $(S - S_{кр})/R$ ) и линии  $Z = idem$ . Координата  $(i - i_{кр})/(RT_{кр})$  выбрана неслучайно. Так как



известное полное выражение энтальпии содержит постоянную  $\text{const } i$ , которая в разных справочных данных имеет различные значения, отношение  $i/i_{\text{кр}}$  будет отличаться для одних и тех же веществ. Поэтому избавление от постоянной энтальпии  $\text{const } i$  путем разности энтальпий, поделенной на постоянную  $RT_{\text{кр}}$ , дало возможность нанести линии  $Z = \text{idem}$  и для других веществ, тем самым подтвердить справедливость закона соответственных состояний.

Впервые предложено разделить на четыре области термодинамические диаграммы для веществ, находящихся в газообразном состоянии, как для чистых однокомпонентных веществ, так и для их смесей. I-область умеренных давлений, достаточно удаленная от правой пограничной кривой, где  $Z \approx 1$  и

$c_p^0 = \int_{T_1}^{T_2} c_p^{00} dT / (T_2 - T_1) = \text{idem}$ . Такое газообразное вещество названо «совершенным газом». II-область более высоких давлений, для которой  $Z = Z(s)$ , где  $s$  – энтропия. Здесь вещество, согласно В. Траупелю, названо «идеальным паром», а произведение  $ZT = T_y$  – условной температурой. Такой случай впервые рассмотрен в работах Н.Н. Бухарина. III-область еще более высоких давлений, близких и превосходящих критическое  $p_{\text{кр}}$ . Здесь газообразное вещество

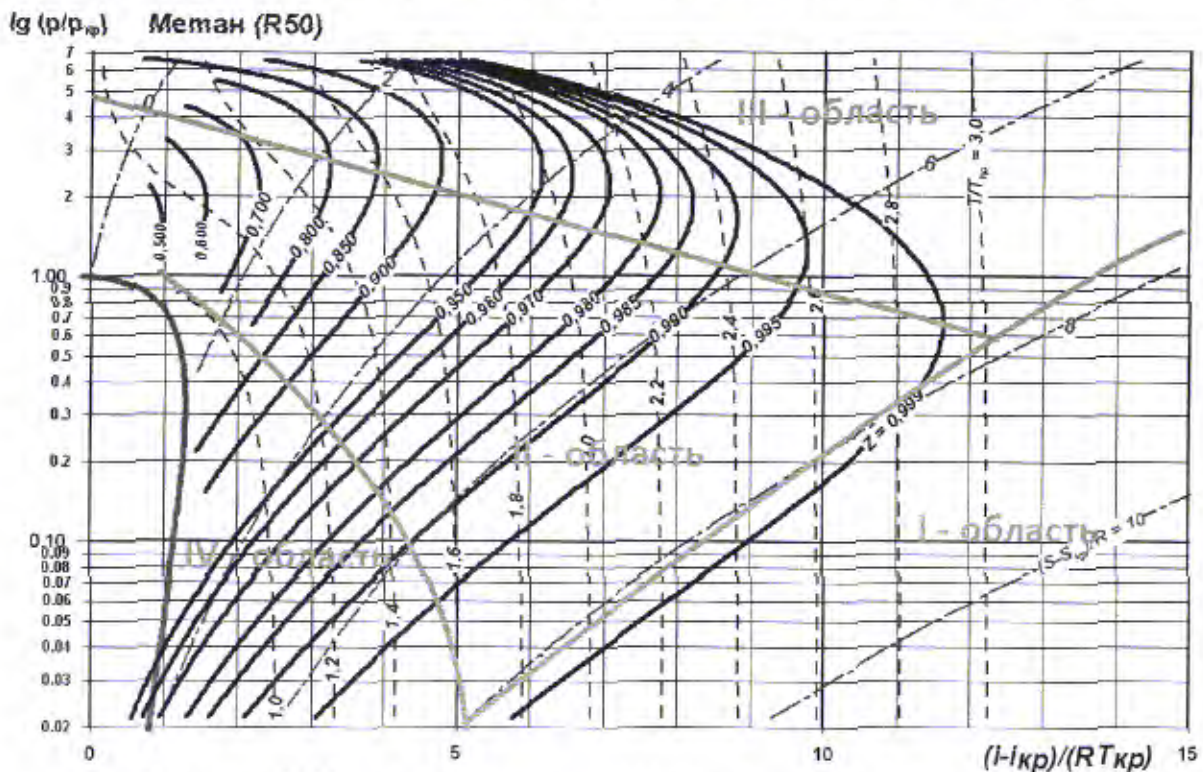


Рисунок 5. Универсальная термодинамическая диаграмма.



является реальным газом, для которого термическое уравнение состояния  $F(\rho, p, T) = 0$  записано в форме, предложенной ранее различными авторами, например в виде уравнения Боголюбова–Майера, Битти–Бриджмена, Бенедикта–Вебба–Рубина (БВР) и т.д. IV–область реального пара вблизи правой пограничной кривой, характерной для режимов работы паровых холодильных машин. В этой области реальные рабочие вещества отличаются от свойств «идеального пара» и ведут себя не одинаково. Для таких веществ, как воздух или аммиак, отличия свойств газа от свойств «идеального пара» незначительны, и в этом случае предложено воспользоваться методом условных температур (Н.Н. Бухарин). У фреонов свойства веществ значительно отличаются от свойств «идеального пара», поэтому для них предложено использовать одну из форм уравнения состояния реальных газов.

Разработанные универсальные термодинамические диаграммы для различных веществ, условно разделены на группы по назначению: 1) углеводородные (метан, этан, этилен, пропан, пропилен и т.д.); 2) холодильные (R11, R12, R13, R22, R134a, R717 и т.д.); 3) воздух и его компоненты. Для каждой из групп веществ определены характерные области. Обнаружено, что у некоторых веществ (этан, пропан, пропилен, R12 и R22) II характерная область либо отсутствует, либо сильно ограничена. Следовательно, определение термических параметров газа с помощью уравнения состояния по «условной» температуре в этом случае не корректно. И, наоборот, для воздуха и его компонентов I и II характерные области – расширены. В этом случае справедливы уравнения состояния для совершенных газов.

Во всех характерных областях рассмотрены расчёты политропных процессов сжатия, представленные степенной зависимостью. Развита методика определения показателя степени  $m$  в следующих постановках: 1) задано отношение давлений  $\varepsilon = p_c/p_n$ ; 2) задано повышение энтальпии  $\Delta i$  (полный напор) в процессе сжатия; 3) задан коэффициент изменения удельного объёма газа в процессе сжатия  $k_{vk} = \rho_c/\rho_n$ ; 4) заданы  $\varepsilon$  и  $\Delta i$ .

Разработан алгоритм расчёта показателя степени  $m$  для рассмотренных



вариантов, использующийся при определении удельной работы сжатия в

неохлаждаемой проточной части: 
$$\Delta i = \frac{m}{m-1} \frac{p_n}{\rho_n} \left[ \left( \frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] / \eta_{пол}$$

Используемый в расчётах центробежных компрессоров постоянный показатель политропы  $m$  справедлив для всех видов газов, поскольку учёт реальности газов при решении уравнений состояния и калорических уравнений влияет лишь на её количественные значения, то есть процесс считают для идеальных газов, а параметры - с учётом реальности. Показана применимость модифицированного уравнения состояния, в котором методом Ли и Кеслера определяются термические и калорические параметры газов в прямом и поверочном расчетах центробежных компрессоров.

В практике проектирования центробежных компрессоров на НЗЛ было предложено рассматривать общий политропный процесс сжатия кусочно-политропным процессом, составленным из отрезков политроп, характеризующих процессы в отдельных элементах. Исходя из этого, разработана математическая модель для расчёта термических и калорических параметров, а также для определения удельной работы сжатия. Решение системы уравнений позволяет определить политропный КПД действительного процесса сжатия и получить зависимость удельной работы сжатия по ступеням в многоступенчатой неохлаждаемой проточной части от свойств реальных газов. Предложенный метод термогазодинамического расчёта был использован при проектировании центробежных компрессоров, сжимающих реальные газы.

**В третьей главе** рассматриваются основы методов проектирования проточных частей в случае отсутствия подходящих аэродинамических схем для одно- и многоступенчатых центробежных компрессоров.

Для создания новых центробежных компрессоров, не имеющих подходящих аэродинамических схем и не гарантирующих получения достоверных характеристик, необходимы экспериментальные исследования. В случае одноступенчатой проточной части величину политропного КПД предложено представить в виде, где учтены потери во всех элементах ступени:



$$\eta_{пол} = \frac{1}{(1 + \beta_{np}) \cdot (1 + \beta_{mp})} - \frac{\zeta_{n-0} \cdot \varphi_0^2}{2 \cdot \chi_2} - \frac{\zeta_{0-2} \cdot \bar{w}_1^2}{2 \cdot \chi_2} - \left( \zeta_{2-4} + \frac{\zeta_{4-k}}{k_0^2} \right) \frac{\varphi_{r2}^2 + \varphi_{n2}^2}{2 \cdot \chi_2}.$$

Коэффициенты потерь всасывающей и выходной камер  $\zeta_{n-0}$  и  $\zeta_{4-k}$ , колеса  $\zeta_{0-2}$  и диффузора  $\zeta_{2-4}$  зависят от геометрии соответствующих элементов проточной части, критериев подобия и угла потока перед каждым элементом. Кинематические параметры – отношения скоростей  $\varphi_0 = c_0 / u_2$  и  $\bar{w}_1 = w_1 / u_2$ , коэффициент диффузорности  $k_0 = c_2 / c_4$  при расчётном режиме, совпадающем с режимом максимального КПД, связаны также с геометрическими параметрами элементов ступени и коэффициентом расхода  $\varphi_{r2}$ .

Из ближайшего ряда одноступенчатых аэродинамических схем получены безразмерные характеристики ( $\eta_{пол}$ ,  $\varphi_{u2}$ ,  $\chi_2$ ,  $\Omega_2$ ,  $1 + \beta_{np} + \beta_{mp}$ ) в их зависимости от коэффициента расхода  $\varphi_{u2} = f(\varphi_{r2})$ ,  $\chi_2 = f(\varphi_{r2})$ ,  $\eta_{пол} = f(\varphi_{r2})$ ,  $1 + \beta_{np} + \beta_{mp} = f(\varphi_{r2})$ ,  $\Omega_2 = f(\varphi_{r2})$ . Анализ статорных элементов проточной части показал, что в зависимости от геометрических размеров и форм этих элементов и от режимов работы ступени можно найти резервы для повышения политропного КПД. Обобщение результатов исследований позволило создать банк данных по каждому элементу проточной части и представить границы изменения потерь в этих элементах.

По данным исследований всасывающих камер, получены коэффициенты потерь  $\zeta_{n-0} = f(\varphi_0)$  в зависимости от форм (рисунок 6). Аналогичным образом, для конкретно выбранной аэродинамической схемы получены коэффициенты потерь диффузора  $\zeta_{2-4} = f(\varphi_{r2})$  и выходной камеры  $\zeta_{4-k} = f(\varphi_{r2})$ . По полученным данным наименьших значений коэффициентов потерь в неподвижных элементах определен максимальный политропный КПД  $\eta_{пол}^{max}$  на расчетном режиме. В формуле для определения политропного КПД вместо потерь, соответствующих каждому элементу конкретной аэродинамической схемы, приняты в расчет наименьшие значения коэффициентов потерь для определенного в результате прикидочных расчётов коэффициента расхода. В результате проведенного анализа сформулирована математическая модель,



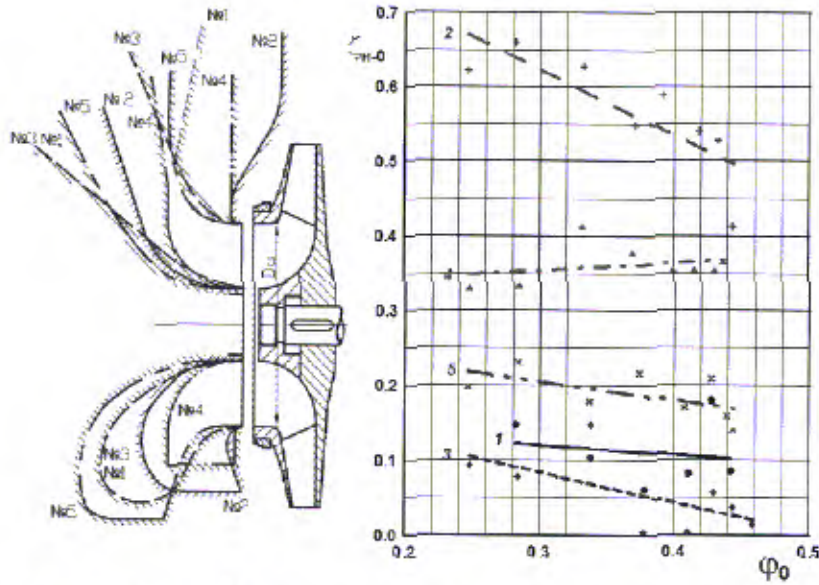


Рисунок 6. Влияние форм всасывающей камеры на коэффициент потерь, выражающая основную взаимосвязь элементов проточной части на базе экспериментальных данных. В неё входят следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\text{max}} &= \frac{1}{(1 + \beta_{\text{np}}) \cdot (1 + \beta_{\text{np}})} - \frac{S_{\text{н-0}} \cdot \varphi_0^2}{2 \cdot \chi_2} - \frac{S_{0-2} \cdot W_1^{-2}}{2 \cdot \chi_2} - \left( S_{2-4} + \frac{S_{4-\kappa}}{\kappa_0^2} \right) \frac{\varphi_{r2}^2 + \varphi_{u2}^2}{2 \cdot \chi_2} \\ \eta_{\text{max}} &= f(\varphi_{r2}) \\ \varphi_{u2} &= f(\varphi_{r2}) \\ \chi_2 &= f(\varphi_{r2}) \\ 1 + \beta_{\text{np}} &= f(\varphi_{r2}) \\ 1 + \beta_{\text{np}} &= f(\varphi_{r2}) \\ S_{\text{н-0}} &= f(\varphi_0) \\ S_{2-4} &= f(\varphi_{r2}) \\ S_{4-\kappa} &= f(\varphi_{r2}) \\ k_0 &= c_2 / c_4 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{— получены из опытных данных аэродинамических схем} \\ \text{— получены по данным исследований элементов} \end{array}$$

Одновременно с анализом экспериментальных данных проведен численный анализ элементов проточной части с помощью программ расчета вязких трехмерных течений газа (ANSYS версия 13, CFX). Построена пространственная геометрическая модель, состоящая из спиральной камеры, лопаточного диффузора, выходного патрубка, поворотного колена и прямолинейного участка трубопровода. Произведены расчеты с использованием RANS модели турбулентности k-ε (уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, преобразованные в виде турбулентной



кинетической энергии) и вязкости (диссипации). В результате расчетов получены распределения полного давления в неподвижных элементах ступени (рисунок 7), с помощью которых определены значения коэффициентов потерь в спиральной камере (рисунок 8) по формуле:  $\zeta_{a-k} = \frac{(p_a^* - p_k^*)}{0.5 \cdot \rho \cdot \bar{c}^2}$ , где  $\rho, \bar{c}$  – плотность и скорость в спиральной камере, осредненные по расходу;  $p_a^*, p_k^*$  – полное давление на входе и выходе из спиральной камеры.

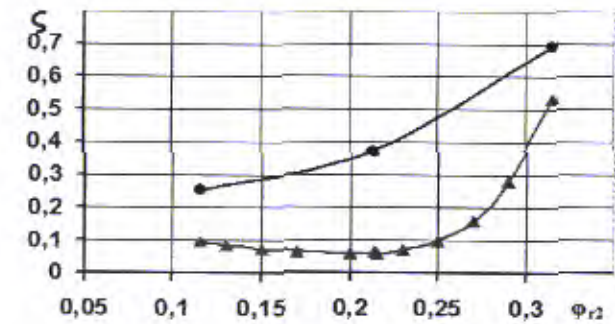
По разработанному и предложенному методу проектирования центробежных компрессоров созданы одноступенчатые и двухступенчатые нагнетатели природного газа, высокая эффективность которых подтверждается при газодинамических испытаниях. Электроприводной нагнетатель природного газа типа 220–11-1СМП мощностью 4 МВт, взамен нагнетателя типа Н280 с КПД 84%, имеет максимальный политропный КПД 86%, а нагнетатель природного газа 400-21-1С с геометрической подобной частью и с газотурбинным приводом – 86,5%.

**В четвертой главе** представлены способы повышения эффективности проточных частей нагнетателей природного газа. Для повышения эффективности ступеней с низконапорными и высокорасходными рабочими колесами были проведены экспериментальные исследования на модельном стенде (рисунок 9). Применение «широких» рабочих колес с цилиндрическими лопатками относительной шириной  $b_2/D_2 > 0,075$ , прежде всего, связано необходимостью обеспечения большого расхода при относительно низком напоре. Для определения оптимальных газодинамических характеристик и получения максимального политропного КПД для СПЧ нагнетателя типа Н400 мощностью 32 МВт на степень сжатия 1,38 и 1,44 и конечное давление 7,45 МПа был исследован ряд «широких» колёс на двухступенчатой модельной установке (рисунок 10). Исследовано 22 варианта модельных рабочих колёс с разными относительными ширинами  $b_2/D_2 = 0.085 \div 0.113$  и углами выхода лопаток  $\beta_{2a} = 22.5^0, 27^0$  и  $32^0$ . Получены газодинамические характеристики модельных ступеней при различных частотах вращения ротора  $n = 11000$ ;





Рисунок 7. Распределение полного давления в пространственной модели.



—●— Коэффициент потерь в спиральной камере  
—▲— Коэффициент потерь в диффузоре

Рисунок 8. Зависимость коэффициента потерь спиральной камеры и диффузора от режима работы.

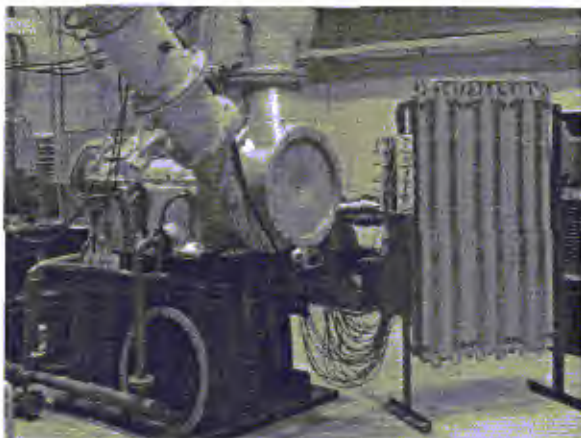


Рисунок 9. Экспериментальный стенд №2

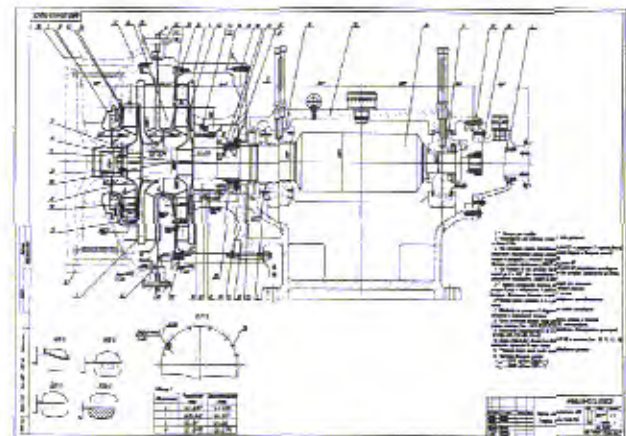
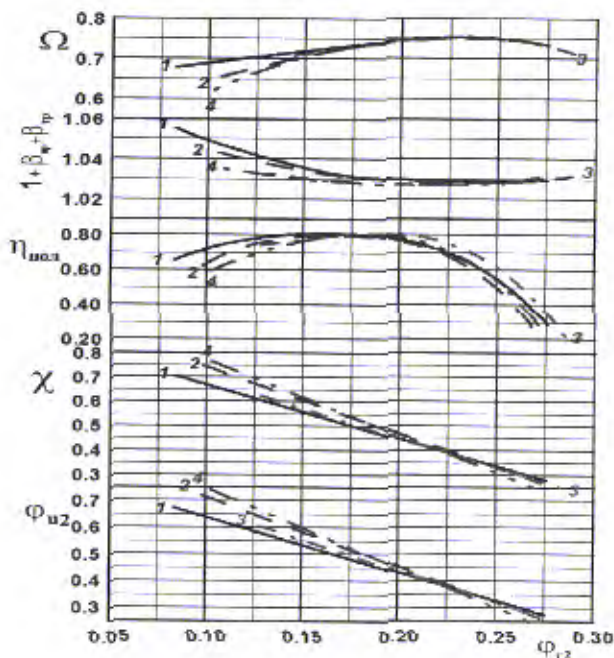
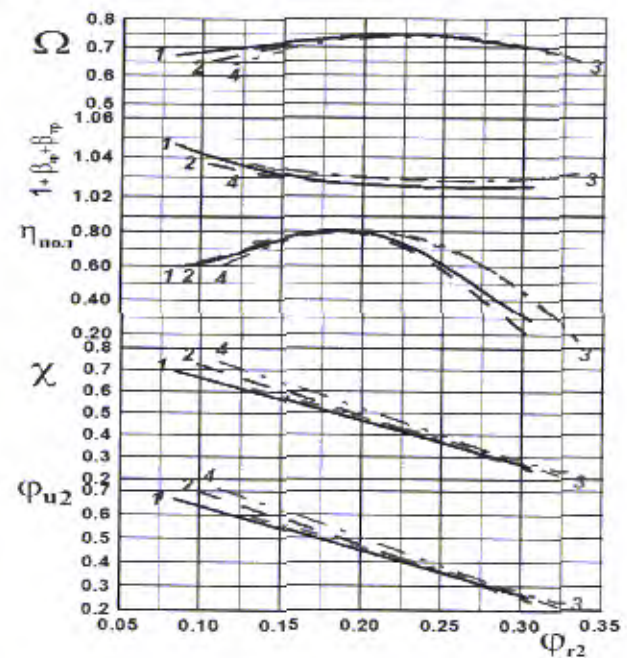


Рисунок 10. Продольный разрез двухступенчатой модельной установки.



а) I - ступень.



б) II - ступень.

Рисунок 11. Характеристики модельных ступеней с рабочими колесами  $\beta_{2,1} = 22,5^\circ$ : 1, 2, 3, 4 – порядковые номера модельных колес.



12100; 13200 об/мин ( $M_{u2} = 0.517; 0.568; 0.620$ ). Максимальный политропный КПД на трёх различных оборотах составляет порядка  $0,8 \div 0,82$  при коэффициентах расхода  $\varphi_{r2}^{opt} = 0,17 \div 0,20$  ( $\Phi = 0,07 \div 0,115$ ). Увеличение относительной ширины  $b_2/D_2$  приводило к уменьшению коэффициента расхода на оптимальном режиме и снижению политропного КПД ступени  $\eta_{пол}$  (рисунок 11 и таблица 2).

Результаты экспериментальных исследований показали, что применение «широких» цилиндрических рабочих колес оправдано в том случае, если нет особых требований к политропному КПД. Для получения достаточно высоких значений КПД целесообразно применять осерадиальные рабочие колеса с пространственными лопатками.

Для повышения эффективности проточной части нагнетателя природного газа 400-21-1С спроектирована и изготовлена специальная спиральная камера.

Перед разработкой конструкции спиральной камеры проведен численный эксперимент при помощи программ расчёта трёхмерных течений газа, с целью определения оптимальной формы и уменьшения потерь. Разработана модель спиральной камеры (рисунок 12) и изготовлена сама спиральная камера

Таблица 2. Оптимальные значения газодинамических и безразмерных характеристик модельных ступеней вар. № 1 – 9.

№ вар. модели	$n$ , об/мин	$Q_{opt}$ , м <sup>3</sup> /мин	$c_{opt}$	$(\Phi_{r2})_{opt}$	$(\Phi_{u2})_{opt}$	$(\eta_{пол})_{opt}$	$(\Omega)_{opt}$	$(1+\beta_{np}+\beta_{гр})_{opt}$	$(\chi)_{opt}$
1	8806	42,35	1.215	0.170	0.510	0.820	0.724	1.028	0.528
	9899	54,48	1.263	0.172	0.510	0.814	0.724	1.028	0.527
	10999	59,03	1.338	0.163	0.519	0.817	0.726	1.029	0.538
2	11002	58,34	1.347	0.173	0.533	0.795	0.723	1.027	0.550
	12102	70,37	1.400	0.181	0.516	0.801	0.732	1.027	0.532
3	12036	68,55	1.363	0.200	0.480	0.817	0.735	1.030	0.496
	13003	73,61	1.438	0.189	0.498	0.820	0.732	1.031	0.516
4	11004	59,28	1.312	0.196	0.485	0.826	0.730	1.030	0.502
	12101	66,03	1.381	0.199	0.477	0.812	0.732	1.030	0.492
	13199	71,46	1.481	0.199	0.480	0.814	0.735	1.030	0.496
6	12140	72,63	1.431	0.187	0.536	0.800	0.717	1.025	0.551
	13240	81,53	1.511	0.182	0.546	0.791	0.718	1.026	0.562
7	11029	62,27	1.320	0.211	0.493	0.810	0.723	1.028	0.509
	12129	69,65	1.397	0.207	0.492	0.811	0.723	1.028	0.508
8	11627	66,36	1.383	0.193	0.553	0.809	0.708	1.028	0.572
	12254	71,00	1.417	0.196	0.550	0.804	0.711	1.028	0.567
9	11627	65,45	1.395	0.187	0.560	0.819	0.696	1.029	0.578
	12728	71,08	1.479	0.201	0.575	0.776	0.696	1.027	0.592



(рисунок 13). Спиральная камера использована в нагнетателе 400-21-1С зав. №1848.

Результаты испытаний показали высокие значения политропного КПД в расчётной точке до 86,7%, оптимальный режим работы нагнетателя соответствует техническому заданию (рисунок 14).

В пятой главе приведен анализ характеристик подобных и одинаковых проточных частей центробежных компрессоров и секций. Дана оценка влияния критериев подобия чисел Рейнольдса  $Re_u$  и Маха  $M_u$  на характеристики компрессора и определение политропного КПД по результатам испытаний.



Рисунок 12. Модель спиральной камеры.

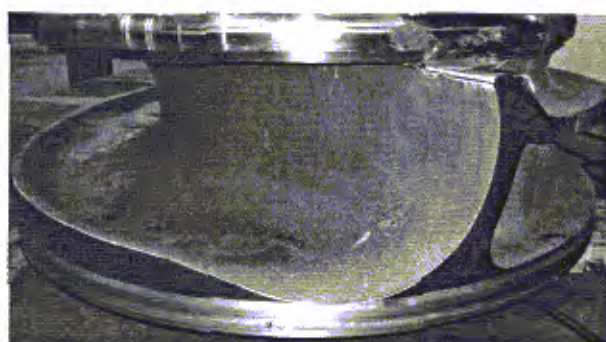


Рисунок 13. Спиральная камера.

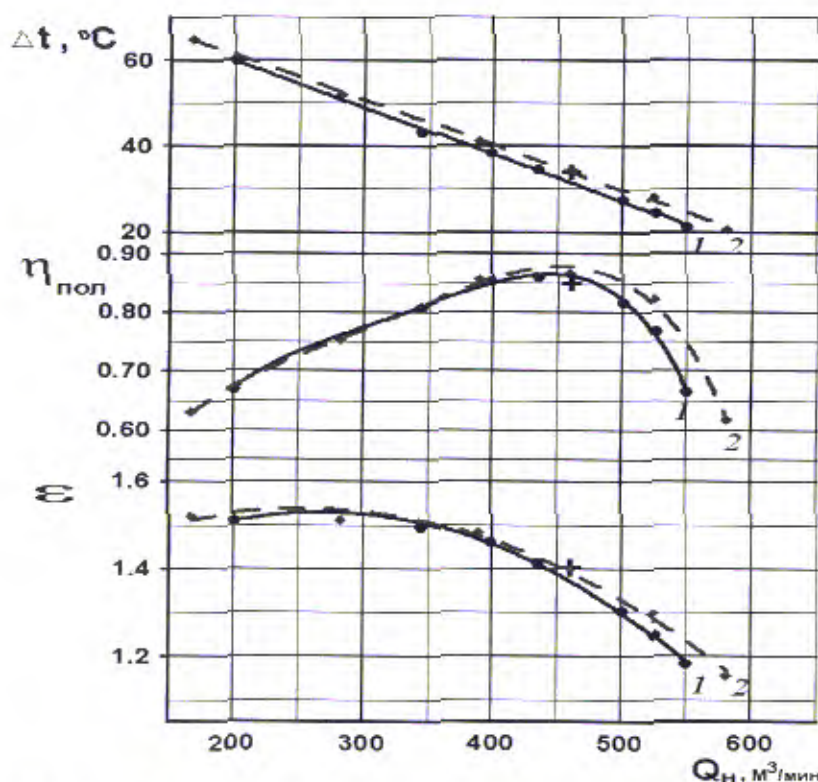


Рисунок 14. Сравнение характеристик нагнетателя 400-21-1С:  
1 – со сборной камерой, 2 – со спиральной камерой.



Выявлено, что при испытании вакуум-компрессоров на стенде предприятия при атмосферном давлении политропный КПД уменьшается в зависимости от степени разрежения, соответственно от уменьшения числа  $Re_u$  (рисунок 15). Однако, при испытании нагнетателя 400СПЧ-1,38/76-32С влияние числа  $Re_u$  ( $Re_u = 2 - 4 \cdot 10^6$ ) на политропный КПД не обнаружено (рисунок 16). Разрежение создавалось путем замены торцевых диафрагм на меньшие диаметры ( $d_T = 450, 375, 300, 250$  мм) на входе в нагнетатель (до 0,7 ата). Таким образом, выявлено, что число  $Re_u$  практически не влияет на характеристики компрессора при разрежении на входе до 0.7 ата, то есть в области автомодельности ( $Re_u = 10^5$ ).

Подтверждено, что значительное влияние оказывает число Маха  $M_u$  при испытании многоступенчатых неохлаждаемых проточных частей. Так при повышении частоты вращения ротора (рисунок 17), что приводит к увеличению чисел  $M_u$ , значение максимального политропного КПД уменьшилось на 1-3%.

При обработке результатов испытаний центробежных компрессоров, в частности нагнетателей природного газа, возникает вопрос, касающийся

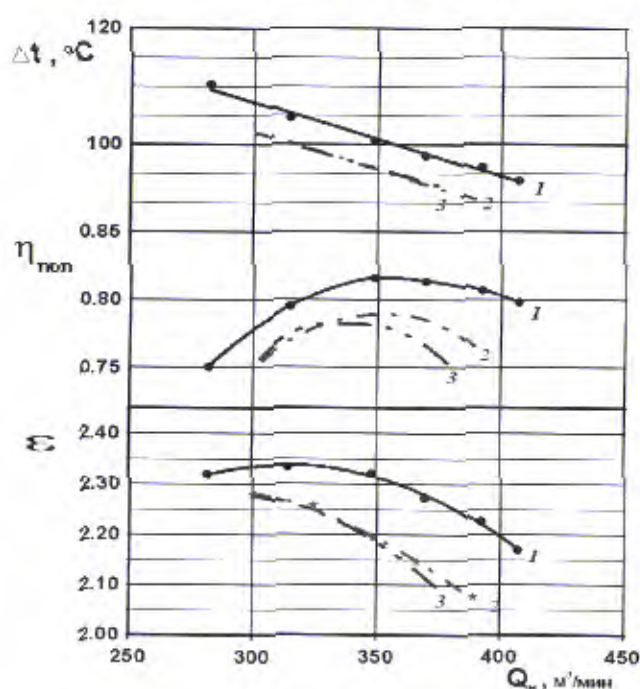


Рисунок 15. Газодинамические характеристики 1-ой секции ЦНД компрессора К355-91-1  
 $P_H$ : 1 – 1 ата; 2 – 0,5 ата; 3 – 0,3 ата.

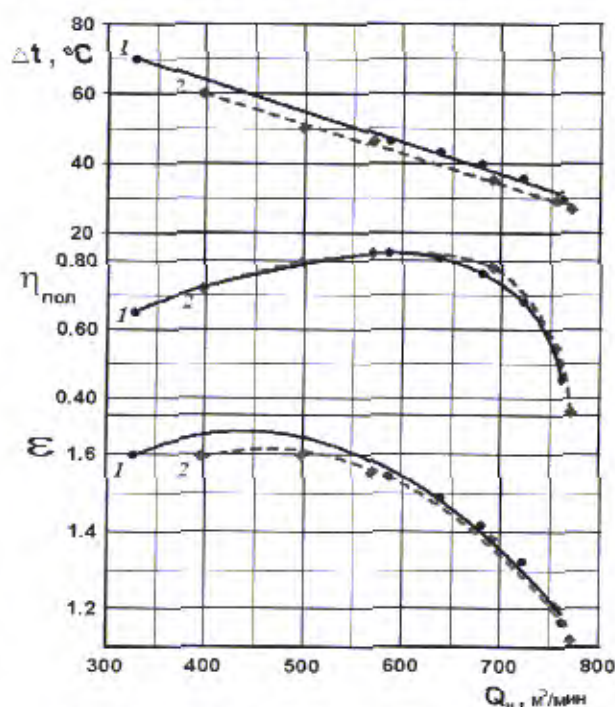


Рисунок 16. Газодинамические характеристики нагнетателя 400СПЧ-1,38/76-32С при  $P_H$ : 1 – 1 ата; 2 – 0,7 ата.



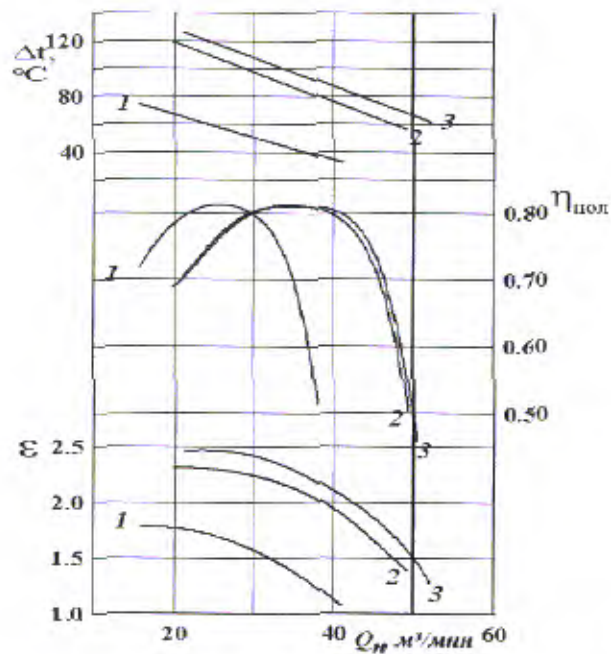


Рисунок 17. Газодинамические характеристики нагнетателя природного газа 47-71-1С: 1 –  $n_{экс} = 6600$  об/мин; 2 –  $n_{экс} = 8200$  об/мин; 3 –  $n_{экс} = 8521$  об/мин.

расчёта политропного КПД. Для выяснения причин, приводящих к различным результатам оценки экономичности политропного процесса сжатия, был выполнен анализ влияния коэффициентов полинома идеально-газовой теплоёмкости и иных факторов на результаты термодинамических расчётов. Выявлено, что основной причиной расхождения результатов является величина теплоёмкости, зависящая от коэффициентов в идеально-газовой теплоёмкости, которые принимаются из разных справочных данных:  $c_p = c_p A^0 + c_p B^0 T + c_p C^0 T^2 + c_p D^0 T^3$ . Разница в вычислении политропного КПД может достигать до 1,5%, поэтому целесообразно пользоваться одним источником, рекомендованным Международным стандартом ISO 5389.

В шестой главе рассматривается усовершенствованный метод расчёта сухих газодинамических уплотнений (СГУ) и разработана система обеспечения буферным и барьерным газами.

Для расчёта силовых и температурных нагрузок, возникающих в узких щелях пар трения СГУ и определения суммарных утечек буферного газа, представлена усовершенствованная методика термогазодинамического расчёта с учетом влияния термических и теплофизических свойств газов (вязкость, теплопроводность). Решение уравнения энергетического баланса в



интегральной форме с учетом вязкости:

$$\bar{T} = e^{-\epsilon} \left( 1 + C_1 D_1 \int_1^x e^{\epsilon} dx \right),$$

Система уравнений для определения давлений на участке с канавками выглядит следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} f(s, \tilde{p}_l) &= s - \tilde{p}_l - (s-1) \exp\left(\frac{1 - \tilde{p}_l + \tilde{\Lambda}^*}{s}\right) \\ g(s, \tilde{p}_l) &= \tilde{p}_l - \frac{s}{\eta} - \left(1 - \frac{s}{\eta}\right) \exp\left(\frac{1 - \tilde{p}_l + \tilde{\Lambda}^{**}}{s} \eta\right) \end{aligned} \right\}$$

Функции  $f(s, \tilde{p}_l)$  и  $g(s, \tilde{p}_l)$  разлагаются в ряд Тейлора с точностью до линейных членов разложения  $\Delta s = s - s(0)$  и  $\Delta \tilde{p}_l = \tilde{p}_l - \tilde{p}_l(0)$  при разложении около точки  $s(0)$ ,  $\tilde{p}_l(0)$ . В результате решения системы уравнений получаем значения  $s$  и  $\tilde{p}_l$ , которые необходимы для определения интегралов типа:

$$J^* = \frac{s-1}{\tilde{p}_l-1} + \frac{\tilde{p}_l+1}{2\tilde{\Lambda}^*}; \quad J^{**} = \frac{\tilde{p}_l+1}{2\tilde{\Lambda}^{**}} - \frac{1-s/\eta}{\tilde{p}_l-1}.$$

После определения интегралов вычисляем функцию типа:

$$\begin{aligned} \Phi(x) &= \beta_1 + \eta^3(1 - \beta_1) + (\tilde{p}_l - 1) \left[ \beta_1 J^* + \eta^3(1 - \beta_1) J^{**} \right] + \\ &+ (\tilde{p}_l - 1)^2 \left[ \frac{\beta_1 J^*}{2 - J^*} + \frac{2\eta^3(1 - \beta_1) J^{**2}}{1 + J^{**}} \right] \end{aligned}$$

Система дифференциальных уравнений, описывающих течение на бесканавочном участке:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM(x)^2}{dx} &= M(x)^2 \frac{f_2(1 + 1,2k_2 M(x)^2) + f_1(1 + \chi_2 M(x)^2)}{1 - (1,2k_2 - 2\chi_2)M(x)^2} \\ \frac{d\bar{T}}{dx} &= \bar{T} \frac{f_2(1 - 1,2k_2 M(x)^2) + f_1\chi_2 M(x)^2}{1 - (1,2k_2 - 2\chi_2)M(x)^2} \end{aligned} \right\}$$

Проведенные фундаментальные исследования позволяют в ближайшее время перейти к самостоятельному производству СГУ.

Рассмотрен также метод унификации центробежных компрессоров, разработанный и внедренный на НЗЛ. Предложены основные направления унификации: 1) унификация газодинамических схем, гарантирующая



выполнение расчетных параметров и упрощающая проектные работы;  
 2) унификация узлов и элементов проточной части с целью упрощения и облегчения производства компрессоров в цехах завода-изготовителя.

Проведен анализ существующих компрессоров с целью сокращения числа корпусов, находящихся в производстве и максимально возможной унификации конструкции проточных частей машин (диффузоров, ОНА, уплотнений). Разработан ряд унифицированных корпусов для нагнетателей природного газа (рисунок 18).

Наличие унифицированных корпусов позволили резко уменьшить сроки изготовления центробежных компрессоров, вместо обычных 1 – 1,5 года процесса изготовления нового типа понадобилось 6 - 9 месяцев.

Проведена унификация электроприводных газоперекачивающих агрегатов (ЭГПА) мощностью 4 и 6.3 МВт (рисунок 19) с увеличением мощности до 8 МВт.

Особенностью, проводимой на предприятии ЗАО «РЭПХ» (НЗЛ) политики унификации проточных частей центробежных компрессоров, является совершенствование процесса изготовления основных узлов, а также использование покупных стандартных узлов, таких как СГУ (рисунок 20) и



Рисунок 18. Унифицированный ряд корпусов.

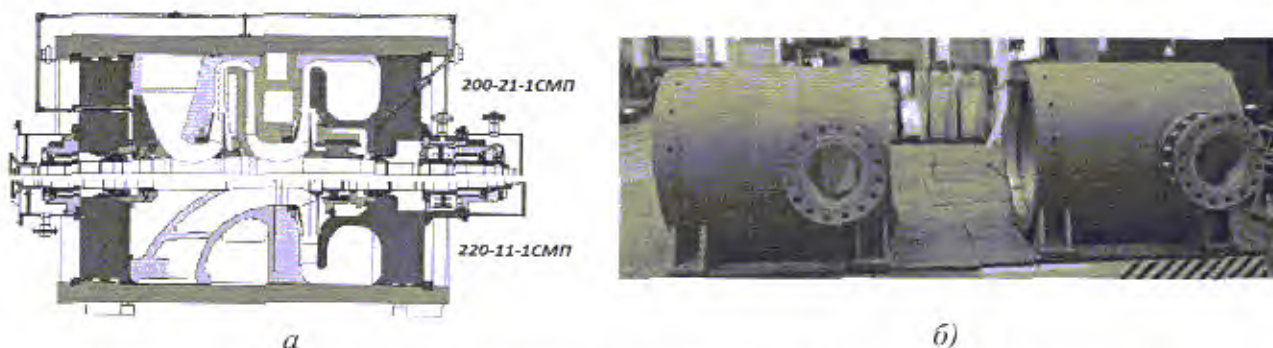


Рисунок 19. Сменные проточные части в унифицированном корпусе.



магнитный подвес (МП) (рисунок 21). Нагнетатели природного газа нового поколения поставляются с СГУ, а в случае ЭГПА, имеющих преимущество перед обычной схемой компоновки (электродвигатель + мультипликатор + нагнетатель) - с масляной системой, и с МП.

В седьмой главе рассматривается опыт эксплуатации центробежных компрессоров различного назначения, при создании которых использованы предложенные методы проектирования. В основном, это нагнетатели природного газа (385-21-1, 220-11-1СМП, 200-21-1СМП, 151СПЧ-1.65, 400СПЧ-1.38/76, 400СПЧ-1.44/76, 400-21-1С) (рисунок 22 а, б), а также компрессор попутного нефтяного газа К320-131-1 (рисунок 22 в), воздушный компрессор К5500-41-1М. Общее количество спроектированных с участием автора и изготовленных центробежных компрессоров с 2007 по 2011 годы составляет 47 штук.

При пуско-наладочных работах опытных образцов центробежных компрессоров системой управления МП установлено, что осевые усилия, которые возникают только при работе машины в реальных условиях при высоких давлениях, при испытаниях на воздухе при атмосферном давлении,



Рисунок 20. Узел СГУ

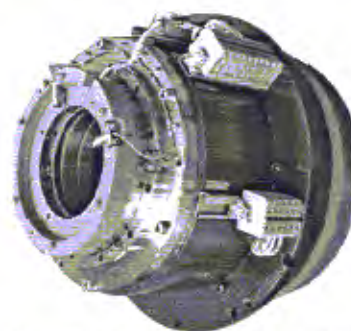
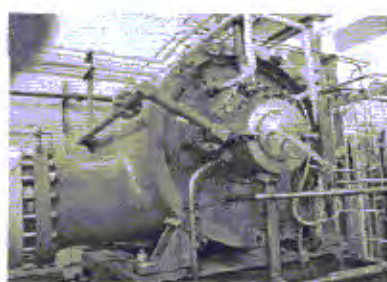


Рисунок 21. Узел МП.



а)



б)



в)

Рисунок 22. Центробежные компрессоры на месте эксплуатации:

а) 220-11-СМП; б) 400СПЧ-1,38/76-32С; в) К320-131-1.



незначительны. Обнаружено, что при выборе диаметра думмиса величина удельных нагрузок на упорный подшипник для МП должна быть примерно на порядок меньше, чем для обычного масляного упорного подшипника, из-за низкой несущей способности у МП. В результате уточненных расчетов осевых усилий по методу С. С. Евгеньева, проверенному многолетней практикой, и выбора нового диаметра думмиса, определены предельные величины удельных нагрузок для МП.

Для устойчивой и надежной работы СГУ в зимний период, разработаны и введены изменения в систему подачи буферного газа, заключающиеся в предварительном подогреве и осушке. Для расчета утечек газа из СГУ, предложено оптимальное соотношение расхода барьерного воздуха, влияющего на выбор вспомогательного воздушного компрессора.

**В заключении** представлены основные результаты работы:

1. Обобщены результаты экспериментальных данных центробежных компрессоров Невского завода, в результате получены безразмерные характеристики более 800 ступеней, используемые при моделировании проточных частей и при пересчёте на иные условия работы центробежных компрессоров.

Разработана база аэродинамических схем центробежных компрессоров, включающая одноступенчатые и многоступенчатые проточные части. Проведена классификация аэродинамических схем, включающая 48 схем и позволяющая на этапе выбора принципиальной схемы оптимально подобрать прототип для новой проточной части.

2. Разработаны универсальные термодинамические диаграммы для веществ, находящихся в газообразном состоянии, как для чистых однокомпонентных веществ, так и для их смесей. Произведен анализ процессов, происходящих в проточных частях неохлаждаемых центробежных секций на термодинамических диаграммах для различных веществ. Выявлено, что термодинамические диаграммы для веществ, находящихся в газообразном состоянии могут быть подразделены на четыре характерные зоны. В каждой



характерной зоне уравнения состояния могут быть представлены в виде уравнений: совершенного газа; «идеального» пара; реального газа; рабочих веществ, используемых в паровых холодильных машинах. Для различных групп, состоящих из однородных веществ, построены универсальные тепловые диаграммы.

3. Разработан метод расчёта термодинамических и калорических параметров с помощью модифицированного уравнения состояния Ли и Кеслера, которое базируется на приведенных температурах и давлениях и использует фактор ацентричности.

4. Обоснованы и развиты методы определения показателя степени при политропном процессе сжатия, позволяющие решать задачи моделирования характеристик при пересчете на иные условия. В зависимости от вариантов поставленных задач, определение показателя степени  $m$  политропного процесса сжатия возможно не только графическим способом, но и аналитическим способом, который использует экспериментальные данные практически всех вариантов проточных частей Невского завода и является более эффективным.

5. Усовершенствован метод проектирования центробежных компрессоров на основе аэродинамических и конструктивных схем НЗЛ, дополненный эмпирическими зависимостями коэффициентов потерь, полученных при численных и экспериментальных исследованиях элементов проточной части.

6. В результате выполненных работ по повышению эффективности проточных частей нагнетателей природного газа, достигнуто значение политропного КПД 86,5% при  $\phi_{r2} = 0,22$  и  $M_{u2} = 0,56$ . Результаты численного и экспериментального анализов показали целесообразность применения «развитой» всасывающей и спиральной камер, при этом обеспечивается увеличение области устойчивой работы и повышение политропного КПД.

7. Проведены экспериментальные исследования 22 вариантов низконапорных и высокорасходных модельных ступеней нагнетателей природного газа, обобщение результатов исследований которых подтвердило, что применение «широких» рабочих колес цилиндрическими лопатками



оправдано в том случае, если нет особых требований по политропному КПД. Для получения достаточно высоких значений КПД целесообразно применять рабочие колеса с пространственными лопатками.

8. Разработан метод унификации центробежных компрессоров на базе унифицированных корпусов, элементов и узлов проточной части, позволивший создать ряд ЭГПА мощностью 4, 6.3 и 8 МВт, полностью в «сухом» исполнении. Экономичность и надежность созданных ЭГПА подтверждены испытаниями на месте эксплуатации (КС «Володино», КС «Чажемто», КС «Парабель», КС «Александровская» и т.д. ООО «Газпром трансгаз Томск», КС «Смоленская» ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» и т.д.).

9. Предложенные методы проектирования и унификации центробежных компрессоров обеспечили разработку и создание первого в России серийного нагнетателя природного газа мощностью 32 МВт, с улучшенными энергетическими показателями, не уступающими по техническому уровню зарубежным аналогам.

#### ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

##### *Статьи в журналах Перечня ВАК*

1. **Ерохин С.К., Спирин В.В., Чернин М.Е., Шайдак Б.П., Юн В.К.** Комплексный подход ЗАО «Росэлектропром Холдинг» в создании турбокомпрессорного оборудования на основе разработок Невского завода. [Текст] / С.К. Ерохин, В.В. Спирин, М.Е. Чернин, Б.П. Шайдак, В.К. Юн // Компрессорная техника и пневматика. – 2008. - №8. - С. 10-16.
2. **Ден Г.Н., Юн В.К.** Характерные области в зоне газообразного состояния на тепловых диаграммах. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. - №1. - С. 23-26.
3. **Ден Г.Н., Юн В.К.** Об оценке погрешности политропного КПД центробежной компрессорной машины. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. - №4. - С. 19-23.
4. **Каменев В.М., Чернин М.Е., Ширманов В.М., Юн В.К.** Электроприводные газоперекачивающие агрегаты нового поколения



- производства ЗАО «РЭПХ». [Текст] / В.М. Каменев, М.Е. Чернин, В.М. Ширманов, В.К. Юн//Компрессорная техника и пневматика. –2010. -№1.-С. 38-42.
5. **Юн В.К., Чернин М.Е.** Разработка ряда проточных частей унифицированных центробежных компрессорных машин на базе аэродинамических схем. [Текст] / В.К. Юн, М.Е. Чернин//Компрессорная техника и пневматика. – 2010. - №8.-С. 17-22.
6. **Юн В.К.** Анализ газодинамических характеристик подобных и одинаковых центробежных компрессоров и секций. [Текст] / В.К. Юн//Компрессорная техника и пневматика. – 2011. - №1.-С. 29-36.
7. **Юн В.К.** Методы расчета термогазодинамического процесса сжатия реальных газов в проточных частях центробежных компрессоров. [Текст] / В.К. Юн //Компрессорная техника и пневматика. - 2011. -№5.-С. 24-30.
8. **Ширманов В.М., Спирин В.В., Чернин М.Е., Романов А.А., Юн В.К., Яковлев А.В.** Перспективы развития турбокомпрессорного оборудования и электротехнических устройств в ЗАО «РЭПХ». [Текст] / В.М. Ширманов, В.В. Спирин, М.Е. Чернин, А.А. Романов, В.К. Юн, А.В. Яковлев//Компрессорная техника и пневматика. – 2011. - №7.-С. 16 - 21.

*Статьи в научных изданиях*

1. **Юн В.К.** Программа расчета сухих уплотнений валов турбомашин. [Текст] / В.К. Юн//Турбины и компрессоры. – 2002. - № 3,4 (20,21).С. 58-62.
2. **Ден Г.Н., Юн В.К.** К расчету сухих торцевых газовых уплотнений с U-образными канавками. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн //Турбины и компрессоры. – 2003. - №1,2 (22,23).-С. 14-19.
3. **Ден Г.Н., Юн В.К.** О воздушных стендовых испытаниях нагнетателей природного газа. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн // Турбины и компрессоры. – 2003. - №3,4 (24,25).-С. 4-10.
4. **Юн В.К.** Система обеспечения сухих торцевых газовых уплотнений центробежных компрессорных машин буферным и барьерным газами. [Текст]/В.К. Юн//Турбины и компрессоры. – 2005. -№ 1,2 (30,31).-С. 38-41.
5. **Чернин М.Е., Юн В.К., Фафинов М.А.** Разработка, изготовление и



испытание центробежного нагнетателя природного газа мощностью 32 МВт. [Текст]/М.Е. Чернин, В.К. Юн, М.А. Фафинов//Мегапаскаль. – 2011. -№1.-С.2-3.

*Доклады на конференциях и симпозиумах*

1. **Юн В.К.** К вопросу испытаний многоступенчатых центробежных компрессорных машин. [Текст] / В.К. Юн//Труды двенадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2006». – СПб. – 2006. -С.144-150.
2. **Ден Г.Н., Юн В.К.** Характерные области в зоне газообразного состояния на тепловых диаграммах. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн //Тезисы докладов. Четырнадцатая международная научно-техническая конференция по компрессорной технике. – Казань. – 2007. - С.187-188.
3. **Ерохин С.К., Спириин В.В., Чернин М.Е., Шайдак Б.П., Юн В.К.** Комплексный подход ЗАО «Росэлектропром Холдинг» в создании турбокомпрессорного оборудования на основе разработок Невского завода. [Текст] / С.К. Ерохин, В.В. Спириин, М.Е. Чернин, Б.П. Шайдак, В.К. Юн//Труды четырнадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2008». – СПб. – 2008. -С. 40-54.
4. **Ден Г.Н., Юн В.К.** Об оценке погрешности политропного КПД центробежной компрессорной машины. [Текст] / Г.Н. Ден, В.К. Юн //Труды четырнадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2008». – СПб. – 2008. - С.208 - 214.
5. **Маёров В.В., Чернин М.Е., Юн В.К.** Разработка, создание и испытание электроприводных газоперекачивающих агрегатов в унифицированных корпусах с сухими уплотнениями и магнитными подшипниками. [Текст]/В.В. Маёров, М.Е. Чернин, В.К. Юн//Тезисы докладов. VIII международная научно-техническая конференция молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». - Казань. - 2008. -С. 27-30.
6. **Юн В.К.** К вопросу проектирования неохлаждаемых проточных частей многоступенчатых центробежных компрессорных машин. [Текст] / В.К. Юн



//Проектирование и исследование компрессорных машин. – Казань. – 2009. - №6. –С.89-101.

7. **Чернин М.Е., Ширманов В.М., Юн В.К.** О вопросах унификации проточных частей центробежных компрессорных машин. [Текст] / М.Е. Чернин, В.М. Ширманов, В.К. Юн//Тезисы докладов. III международная конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». - Москва. - 2009. -С.105.

8. **Каменев В.М., М.А. Фафинов, Чернин М.Е., Ширманов В.М., Юн В.К.** Электроприводные газоперекачивающие агрегаты нового поколения производства ЗАО «РЭПХ». [Текст] / В.М. Каменев, М.А. Фафинов, М.Е. Чернин, В.М. Ширманов, В.К. Юн //Тезисы докладов. III международная конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». - Москва. – 2009.- С.23.

9. **Шайдак Б.П., Ширманов В.М., Чернин М.Е., Юн В.К., Ерохин С.К.** Инновационные проекты ЗАО «РЭПХ». [Текст] / Б.П. Шайдак, В.М. Ширманов, М.Е. Чернин, В.К. Юн, С.К. Ерохин//Труды пятнадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2010». – СПб. – 2010. -С.28-29.

10. **Чернин М.Е., Юн В.К., Фафинов М.А.** Разработка, изготовление и испытание центробежного нагнетателя природного газа мощностью 32 МВт. [Текст]/ М.Е. Чернин, В.К. Юн, М.А. Фафинов//МегаПаскаль. – 2011. - №1. С. 2-3.

11. **Ширманов В.М., Спиринов В.В., Чернин М.Е., Романов А.А., Юн В.К., Яковлев А.В.** Перспективы развития турбокомпрессорного оборудования и электротехнических устройств в ЗАО «РЭПХ». [Текст] / В.М. Ширманов, В.В. Спиринов, М.Е. Чернин, А.А. Романов, В.К. Юн, А.В. Яковлев//Труды шестнадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2011». – СПб – 2011. -С.11-20.

12. **Юн В.К.** К вопросу о применении рабочих колес с «широкими» цилиндрическими лопатками. [Текст] / В.К. Юн//Труды шестнадцатого международного симпозиума «Потребители–производители компрессоров и компрессорного оборудования-2011». – 2011. - СПб, - С.147-155.